

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **ZAVRŠNI RAD**

**Domagoj Alagušić**

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Student:

Domagoj Alagušić

Zagreb, 2019.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Momiru Sjeriću na pomoći i korisnim savjetima pri izradi završnog rada i kolegi Mateju Čorku na ustupljenom motoru.

Domagoj Alagušić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite  
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodogradnja i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Domagoj Alagušić**

Mat. br.: 0035199260

Naslov rada na  
hrvatskom jeziku:

**Potencijal povećanja snage malog dvotaktnog Ottovog motora**

Naslov rada na  
engleskom jeziku:

**Potential for the Increase of Power of Small Two-Stroke Spark  
Ignition Engine**

Opis zadatka:

U Republici Hrvatskoj postoje organizirane amaterske utrke u kojima se vozači natječu vožnjom na Tomos mopedima. Obzirom da postoje različiti serijski modeli ovih mopeda, posebno u pogledu mijenjača brzina, postoji i nekoliko kategorija: Junior klasa, Klasa 1 – Automatik, Klasa 2 – Tomos s mjenjačem. U Klasama 1 i 2 postoje dodatne podklase koje se u načelu dijele na: *Serijska*, *Kit* i *Open*. U okviru završnog rada potrebno je primjenom numeričkih simulacija rada motora istražiti i kvantificirati mogućnosti povećanja snage originalnog Tomos Automatik A3 mopeda za podklasom *Kit*.



U sklopu završnog rada potrebno je:

- Proučiti način simulacije rada 2T motora u komercijalnom programskom paketu AVL BOOST™.
- Za komercijalni dvotaktni Ottov motor koji se ugrađuje na odabrani moped izraditi simulacijski model i usporediti simulacijske rezultate s referentnim rezultatima proizvođača.
- Analizirati mogućnosti povećanja snage motora promjenom radnih i konstrukcijskih parametara motora (kompresijski omjer, radni volumen cilindra, rezonantni ispušni sustav, točka paljenja, bogatstvo sastava smjese, itd.) uzimajući u obzir ograničenja koja su definirana pravilima natjecanja, mogućnostima stvarne izvedbe preinaka na motoru, pojavom detonacije itd.
- Kvantificirati poboljšanja radnih karakteristika i opisati mogućnosti konstrukcijske izvedbe/rješenja.
- Iznijeti zaključke o ostvarenim simulacijskim rezultatima i njihovoj usporedbi.

Pri izradi se treba pridržavati uobičajenih pravila za izradu završnog rada. U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

29. studenog 2018.

Rok predaje rada:

- 1. rok: 22. veljače 2019.
- 2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2019.
- 3. rok: 20. rujna 2019.

Predviđeni datumi obrane:

- 1. rok: 25.2. - 1.3. 2019.
- 2. rok (izvanredni): 2.7. 2019.
- 3. rok: 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:

Doc. dr. sc. Momir Sjerić

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

## SADRŽAJ

POPIS SLIKA .....	II
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS OZNAKA .....	V
1 UVOD.....	1
1.1 Klipni mehanizam .....	1
1.2 Općenito o dvotaktnim motorima .....	2
1.3 Tomos A3.....	11
2 Izrada modela motora u programskom paketu AVL Boost™ .....	14
2.1 Inicijalni model motora.....	14
2.1.1 Usisni sustav .....	15
2.1.2 Prostor izgaranja .....	15
2.1.3 Ispušni sustav .....	16
2.1.4 Simulacijski model motora za Tomos A3.....	17
2.1.5 Simulacijski rezultati inicijalnog modela.....	18
3 Povećanje snage motora za Tomos A3 .....	19
3.1 Utjecaj promjene kuta paljenja .....	19
3.2 Utjecaj smanjenja kompresijskog volumena.....	23
3.3 Utjecaj povećanja radnog volumena cilindra.....	27
3.4 Utjecaj ugradnje rezonantnog ispuha .....	30
3.4.1 Rezonantni ispuh A.....	32
3.4.2 Rezonantni ispuh B .....	33
3.4.3 Rezonantni ispuh C .....	35
3.4.4 Rezonantni ispuh D.....	36
3.4.5 Odabir najoptimalnijeg najpovoljnije konfiguracije ispuha.....	38
3.5 Utjecaj ugradnje rasplinjača većeg promjera .....	39
3.6 Istovremeni utjecaj svih preinaka motora .....	41
4 ZAKLJUČAK.....	44

## POPIS SLIKA

Slika 1.1. Klipni mehanizam s karakterističnim veličinama [1] .....	1
Slika 1.2 Toplinski stroj s unutarnjim izgaranjem [1].....	2
Slika 1.3. Idealni Ottov proces u p,v dijagramu [1] .....	3
Slika 1.4. Usporedba indikatorskih dijagrama 4T-motora lijevo i 2T-motora desno [1].....	4
Slika 1.5 Jednostavni dvotaktni Ottov motor s tri razvodna kanala [1] .....	5
Slika 1.6. Shematski prikaz dvotaktnog motora i njegov simetrični razvodni dijagram .....	5
Slika 1.7. Rotirajući zasun na koljenastom vratilu [1] .....	6
Slika 1.8. Princip rada usisnih lisnatih jednosmjernih ventila [1].....	7
Slika 1.9. Uzdužno ispiranje i prikaz razvodnog dijagrama [1].....	8
Slika 1.10. Poprečno ispiranje i prikaz razvodnog dijagrama [1] .....	8
Slika 1.11. Obrnuto ispiranje sa simetričnim razvodnim dijagramom [1] .....	9
Slika 1.12. Obrnuto ispiranje s nesimetričnim dijagramom [1] .....	9
Slika 1.13. Rezonancija u usisu dvotaktnog motora s usisom u kućište [1] .....	10
Slika 1.14. Ekspanzija plinova u ispušnoj cijevi [1] .....	10
Slika 1.15. Tomos A3 [6] .....	11
Slika 1.16. Shematski prikaz strujanja radne tvari u Tomosovom dvotaktnom motoru [1] ....	13
Slika 2.1. Prikaz dijelova od kojih se sastoji motor Tomosa A3 [2].....	14
Slika 2.2 Presjek cilindra motora za Tomos A3 [2] .....	16
Slika 2.3. Izvorni oblik ispušnog sustava Tomosa A3 .....	17
Slika 2.4. Presjek izvornog ispušnog sustava Tomosa A3 .....	17
Slika 2.5. Model motora za Tomos A3 .....	17
Slika 2.6 Maksimalna snaga inicijalnog modela .....	18
Slika 3.1. Ovisnost tlaka u cilindru o kutu paljenja [1].....	19
Slika 3.2. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od 3000 min <sup>-1</sup> .....	20
Slika 3.3. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od 5500 min <sup>-1</sup> .....	21
Slika 3.4. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od 8000 min <sup>-1</sup> .....	21
Slika 3.5. Usporedba položaja težišta izgaranja .....	22
Slika 3.6. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva inicijalnog modela i optimiziranog modela .....	22
Slika 3.7. Glava motora za Tomos A3 [4].....	23
Slika 3.8. Termički stupanj djelovanja Ottovog procesa u ovisnosti o stupnju kompresije i izentropskom eksponentu [1] .....	23
Slika 3.9. Prikaz povećanja snage povećanjem kompresijskog omjera .....	25
Slika 3.10. Prikaz razlike u snazi između originalnog i maksimalnog kompresijskog omjera koji se može postići smanjenjem kompresijskog volumena .....	26
Slika 3.11. Porast potrebnog oktanskog broja povećanjem kompresijskog omjera.....	26
Slika 3.12. Prikaz promjene snage ugradnjom klipa većeg promjera .....	28
Slika 3.13. Prikaz povećanja snage povećanjem radnog volumena .....	29
Slika 3.14. Porast efektivne snage motora promjenom radnog volumena cilindra.....	29
Slika 3.15. Prikaz ponašanja oktanskog broja povećanjem promjera klipa .....	30
Slika 3.16. Dimenzije originalnog ispušnog lonca.....	30
Slika 3.17. Poboljšani originalni lonac.....	31
Slika 3.18. Usporedba snage dobivene s poboljšanim ispuhom u odnosu na originalni.....	31

Slika 3.19. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i prerađenog ispuha .....	32
Slika 3.20. Rezonantni ispuh A .....	32
Slika 3.21. Usporedba snage dobivene s ispuhom A u odnosu na originalni .....	33
Slika 3.22. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa A .....	33
Slika 3.23. Rezonantni ispuh B .....	34
Slika 3.24. Usporedba snage dobivene s ispuhom B u odnosu na originalni .....	34
Slika 3.25. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa B .....	35
Slika 3.26. Rezonantni ispuh C .....	35
Slika 3.27. Usporedba snage dobivene s ispuhom C u odnosu na originalni .....	35
Slika 3.28. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa C .....	36
Slika 3.29. Rezonantni ispuh D .....	36
Slika 3.30. Usporedba snage dobivene s ispuhom D u odnosu na originalni .....	37
Slika 3.31. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa D .....	37
Slika 3.32. Usporedba snage dobivene svih odabranih ispuha .....	38
Slika 3.33. Usporedba stupnja punjenja kod odabranih tipova ispuha .....	38
Slika 3.34. Usporedba udjela zaostalih produkata izgaranja za odabrane ispuhe .....	39
Slika 3.35. Usporedba snaga dobivenih promjenom usisnog sustava .....	40
Slika 3.36. Usporedba stupnja punjenja dobivenih promjenom usisnog sustava .....	40
Slika 3.37. Prikaz razlike u snazi između originalnog usisa i pojednostavljenog usisa .....	41
Slika 3.38. Prikaz snage inicijalnog modela i optimiziranog modela .....	42
Slika 3.39. Prikaz potrebnog oktanskog broja inicijalnog modela i optimiziranog modela ....	42
Slika 3.40. Prikaz razlike u snazi između inicijalnog modela i optimiziranog modela motora	43
Slika 4.1. Prikaz dobivenih maksimalnih snaga s obzirom na napravljene preinake .....	44
Slika 4.2. Prikaz maksimalne snage optimiziranog modela s obzirom na pojedine preinake ..	45

## POPIS TABLICA

Tablica 1.1. Specifikacije Tomos A3 [2] .....	12
Tablica 3.1. Promjena geometrijskih značajki motora za Tomos A3 .....	24
Tablica 3.2. Dobivene maksimalne snage za različite kompresijske omjere .....	25
Tablica 3.3. Promjena kompresijskog omjera motora s obzirom na promjenu promjera klipa .....	27
Tablica 3.4. Promjena kompresijskog omjera kućišta s obzirom na promjer klipa .....	27
Tablica 3.5. Geometrijske veličine vezane za cilindar .....	41



## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$\varepsilon$	-	Geometrijski kompresijski omjer
$\varepsilon_{stv}$	-	Stvarni kompresijski omjer
$V_H$	$\text{mm}^3$	Radni volumen cilindra
$V_k$	$\text{mm}^3$	Kompresijski volumen
$V_{max}$	$\text{mm}^3$	Maksimalni volumen cilindra
$V_{min}$	$\text{mm}^3$	Minimalni volumen cilindra
GMT	-	Gornja mrtva točka
DMT	-	Donja mrtva točka
FMEP	Pa	engl. <i>Friction Mean Effective Pressure</i> - Srednji tlak trenja
$\eta_t$	-	Termički stupanj djelovanja
4T	-	Četverotaktni
2T	-	Dvotaktni
KS	-	Konjska snaga
1-D		Jednodimenzijski
0-D		Nultodimenzijski

## SAŽETAK

Broj vozila koje pokreću dvotaktni Ottovi motori se proteklih godina drastično smanjio. Iako su postali rijetkost na javnim prometnicama, danas ih se još može naći na trkaćim stazama. U Hrvatskoj se organiziraju amaterske utrke u kojima se vozači natječu na Tomos mopedima koje pokreću mali dvotaktni Ottovi motori.

Kao subjekt istraživanja u ovom radu odabran je moped Tomos A3 koji prema pravilima natjecanja spada u klasu 1 – Automatik, a još je odabrana i potklasa Kit. Poštujući pravila odabranih klasa potrebno je promjenom određenih konstrukcijskih i radnih parametara pomoću numeričkih simulacija povećati snagu originalnog motora.

Koristeći se programskim paketom za simulacije rada motora s unutarnjim izgaranjem AVL Boost™ verzija 2013.2, prvo je izrađen simulacijski model originalnog motora koji je s dovoljnom preciznošću opisao njegovo ponašanje. Kako bi analizirali mogućnosti povećanja efektivne snage motora na originalnom modelu motora provedene su zasebne promjene kuta pretpaljenja, kompresijskog omjera (smanjenje kompresijskog volumena), radnog volumena cilindra (promjena nazivnog promjera cilindra), usisnog i ispušnog sustava. Razvodni sustav kojeg predstavljaju prestrujni kanali i kućište motora nije mijenjano u ovoj analizi. Prvo su analizirani utjecaji svake promjene pojedinačno, a zatim su odabrane preinake koje su pridonijele povećanju snage i pomoću njih je napravljen preinačeni model motora. Na kraju su kvantificirani pojedini utjecaji na povećanje efektivne snage motora čime se daju smjernice koji konstrukcijski elementi dvotaktnog Ottovog motora najviše doprinose povećanju njegove snage.

Ključne riječi: dvotaktni Ottov motor, računalne simulacije, AVL Boost™, povećanje snage

## SUMMARY

The number of two-stroke Otto engine vehicles has been drastically reduced during the last few years. Although they have become a rarity on public roads, today they can still be found on speedways. In Croatia there are organized races for drivers competing on small two-cycle Otto engine Tomos mopeds.

Tomos A3 moped, according to competition rules class 1- Automatic, subclass Kit, has been selected as the research subject for this paper. Obeying the rules of the chosen class it is required to increase the power of the original engine by changing specific construction and operating parameters using numerical simulations.

Using the software package AVL Boost™ version 2013.2 for internal combustion engines, simulation model of the original engine, describing its behaviour with the appropriate precision, has been constructed. To analyze the options of increasing the power of the original engine, separate changes in the ignition timing, compression ratio (reduction of compression volume), swept volume (change in the cylinder nominal diameter), intake and exhaust system have been made. The distribution system, crossover duct and crankcase, has not been altered for this analysis. The impact of every alteration has been analyzed separately and the ones contributing the most to performance improvement have been chosen and used for building the altered engine model. Finally, separate effects on the increase of the effective engine power have been quantified giving guidelines on which construction elements of the two-stroke Otto engine contribute the most for increasing its power.

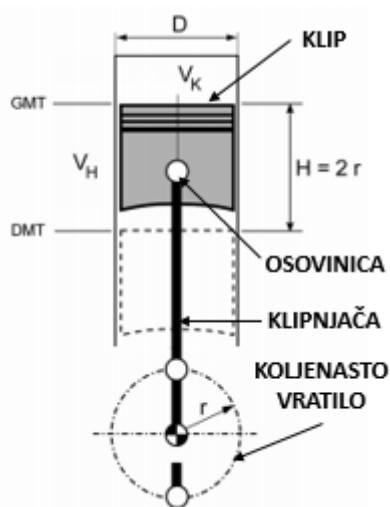
Key words: two-stroke Otto engine, cycle simulation, AVL Boost™, increase in power

## 1. UVOD

Najpoznatija tvornica u našem susjedstvu koja se bavi proizvodnjom malih dvotaktnih motora je tvornica Tomos koja se nalazi u Sloveniji u Kopru. Tvornica je sagrađena 1959. godine i od tada pa do danas mnogi Tomos modeli završili su na našim cestama. Kako su Tomos mopedi s godinama postali poprilično jeftini, a rezervni dijelovi su pristupačni te također jeftini, danas se u Republici Hrvatskoj organiziraju amaterske utrke u kojima se sudionici utrkuju baš na Tomos mopedima. Kako postoji više modela Tomos mopeda postoje tri glavne kategorije, a to su Junior klasa, Klasa 1 – Automatik, te Klasa 2 – Tomos s mjenjačem. U prvoj i drugoj klasi postoje još potklase: Serija, Kit i Open. U ovom radu proučavat će se mogućnosti povećanja performansi za Tomos A3 koji spada u Klasu 1 te će se raditi preinake za potklasu Kit. Pravila za odabranu kategoriju su: moped Tomos, model Automatik. Dozvoljeno je ugraditi blok motora marke Tomos, te cilindar, sustav paljenja, rasplinjač i ispušni sustav po izboru. Vozilo mora sadržavati ispravan i funkcionalan sklop za paljenje.

### 1.1. Klipni mehanizam

Klipni mehanizam je vrsta mehanizma koja pretvara translacijsko u rotacijsko gibanje. Kod motora s unutarnjim izgaranjem klipni mehanizam se sastoji od klipa, osovinice, klipnjače i koljenastog vratila. Klip je valjkasto tijelo koje se unutar cilindra giba translatorno, te preko osovinice prenosi to gibanje do klipnjače koja se spaja na koljenasto vratilo koje rotira.



Slika 1.1. Klipni mehanizam s karakterističnim veličinama [1]

Klip služi kao pomični čep koji brtvi cilindar s donje strane, te omogućuje da se unutar cilindra odvijaju termodinamički procesi. Gibanje klipa opisano je s pomoću taktova.

Takt je definiran kao jedno kretanje klipa od jednog do drugog krajnjeg položaja, tj. od gornje mrtve točke do donje mrtve točke ili obrnuto, što odgovara zakretu koljenastog vratila od  $180^\circ$  KV. Osnovne geometrijske veličine prikazane su na slici 1.1. Radni volumen cilindra ( $V_H$ ) je volumen kojeg opiše klip pri gibanju od gornje mrtve točke do donje mrtve točke i jednak je razlici najvećeg ( $V_{\max}$ ) i najmanjeg volumena ( $V_{\min}$ ). Najmanji volumen naziva se i kompresijski volumen ( $V_K$ ). Omjer najvećeg i najmanjeg volumena cilindra je kompresijski omjer ( $\epsilon$ ) [1].

## 1.2. Općenito o dvotaktnim motorima

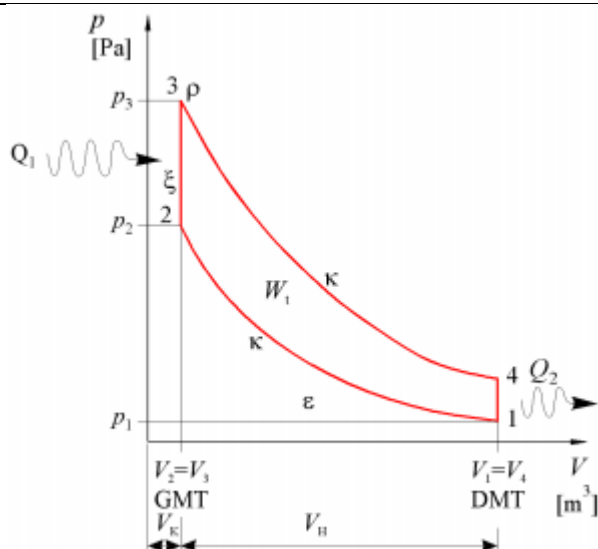
Dvotaktni motori su klipni toplinski strojevi s unutarnjim izgaranjem. Toplinski strojevi su strojevi koji vrše pretvorbu toplinske energije u mehanički rad, a proces se odvija između dva toplinska spremnika od kojih je jedan topliji, a drugi hladniji. Dobiveni rad jednak je razlici između dovedene i odvedene topline, a korisnost procesa se računa kao omjer proizvedenog rada i stroju dovedene topline.



Slika 1.2 Toplinski stroj s unutarnjim izgaranjem [1]

S obzirom na vrstu procesa u cilindru danas se najčešće koriste Ottov i Diesellov motor. Glavna razlika između ova dva procesa je ta što se kod Ottovog motora zapaljenje gorive smjese ostvaruje s pomoću vanjskog izvora paljenja (električne iskre), a kod Diesellovog motora se gorivo ubrizgava u vrući komprimirani zrak te se ono uslijed visoke temperature i tlaka samozapaljuje. U ovom radu proučavat će se samo Ottov motor, pa u daljnjem tekstu neće biti govora o Diesellovim motorima.

Idealni Ottov proces, prikazan na slici 1.3 sastoji se od 4 promjene stanja idealnog plina, a to su izentropska kompresija, dovođenje topline kod konstantnog volumena, izentropska ekspanzija te odvođenje topline kod konstantnog volumena.

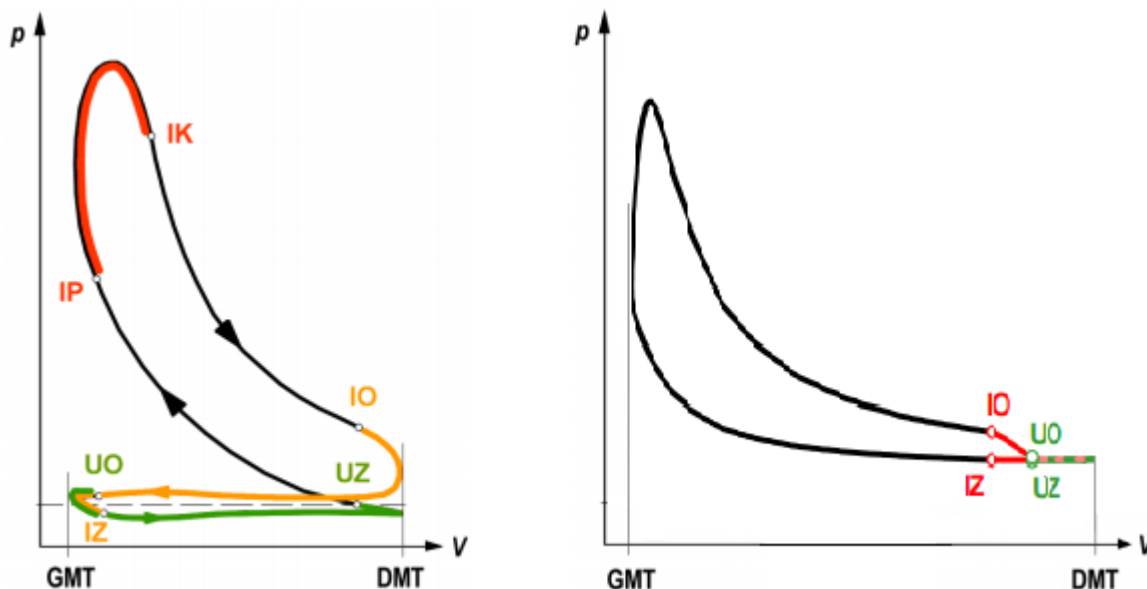


Slika 1.3. Idealni Ottov proces u p,v dijagramu [1]

Iz grafa na slici 1.3 vidljivo je da kod idealnog procesa nema izmjene radne tvari između motora i okoliša te je stoga proces isti za dvotaktne i četverotaktne motore. Kako kod realnog Ottovog procesa mora postojati i izmjena radne tvari odnosno usis svježe radne tvari i ispuh produkata izgaranja, razlikujemo dvotaktne i četverotaktne motore.

Kod četverotaktnog motora razlikujemo taktove : usis, kompresija, ekspanzija i ispuh. U taktu usisa klip se giba od gornje mrtve točke prema donjoj mrtvoj točki, zbog toga u cilindru nastaje podtlak koji kroz otvoreni usisni ventil uvlači svjež radnu tvar. Nakon usisa dolazi kompresija, ovdje se klip giba od donje mrtve točke prema gornjoj i tako tlači plinove u cilindru te malo prije gornje mrtve točke dolazi do zapaljenja i početka izgaranja gorive smjese. Zatim slijedi ekspanzija u kojoj uslijed topline koja se oslobađa izgaranjem gorive smjese raste temperatura te stoga i tlak u cilindru. Zbog toga plinovi ekspandiraju i prilikom ekspanzije guraju klip prema donjoj mrtvoj točki. Kako je klip preko klipnjače povezan za koljenasto vratilo ono se uslijed gibanja klipa zakreće i prenosi okretni moment do spojke motora. Tako se kemijska energija sadržana u gorivu uslijed zapaljenja pretvorila prvo u toplinsku energiju, a zatim i u mehanički rad. Na kraju slijedi takt ispuha u kojem se klip opet giba od donje mrtve točke prema gornjoj i pritom kroz otvoreni ispušni ventil gura produkte izgaranja iz cilindra. Iz gore opisanog procesa može se primijetiti da taktovi usis i ispuh služe samo za izmjenu radne tvari te stoga ne sudjeluju u proizvodnji rada. Da bi se smanjili gubici izmjene radne tvari osmišljeni su dvotaktni motori.

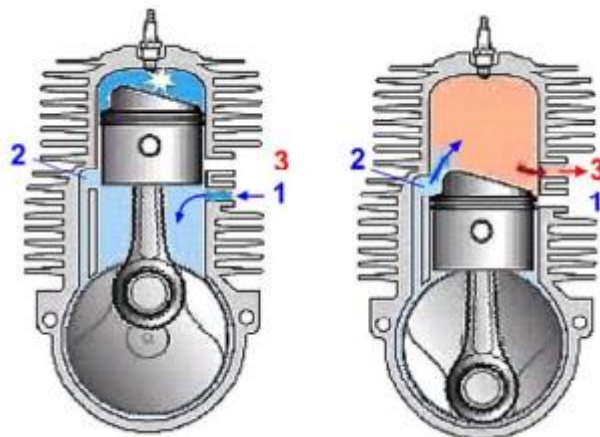
Kod dvotaktnog motora ispuh i usis odvijaju se istovremeno i to u podnožju cilindra odnosno u okolici donje mrtve točke, stoga cijeli proces traje samo dva takta. Na slici 1.4 vidljiva je razlika u izmjeni radne tvari kod četverotaktnog i dvotaktnog procesa.



**Slika 1.4. Usporedba indikatorskih dijagrama 4T-motora lijevo i 2T-motora desno [1]**

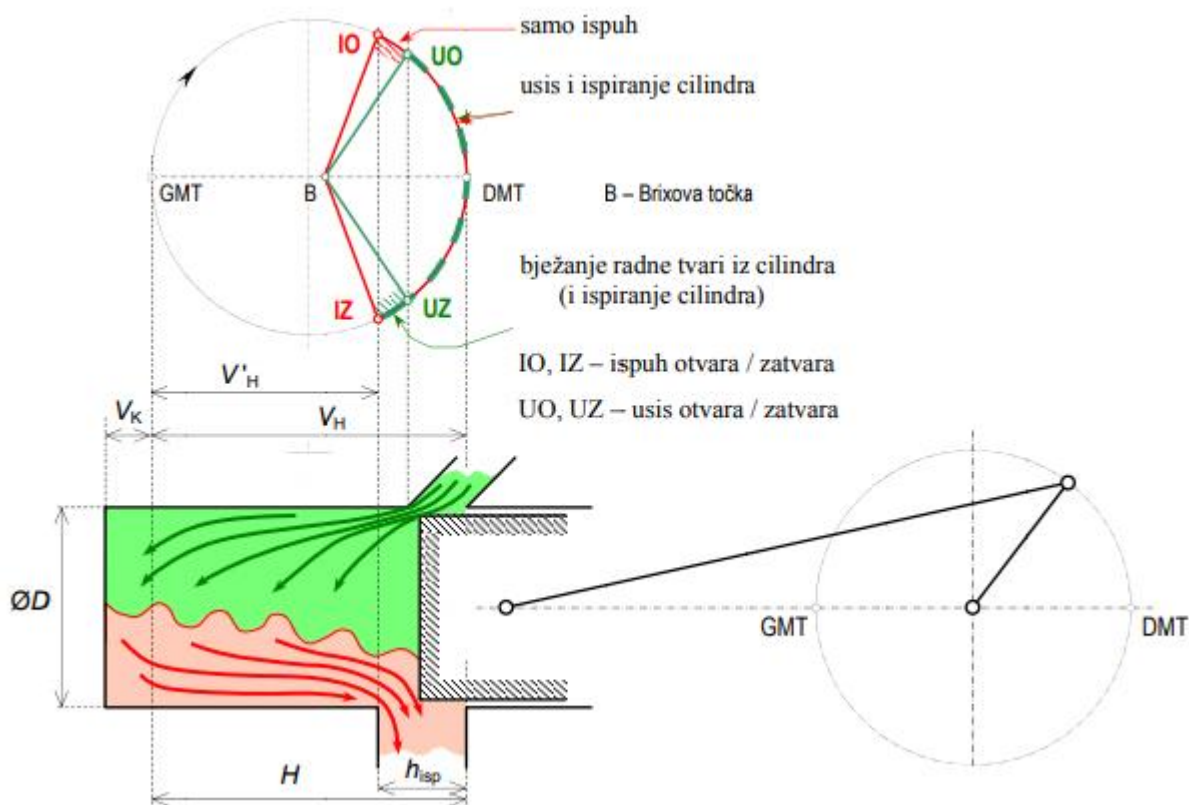
Dakle pri istoj brzini vrtnje koljenastog vratila broj procesa u cilindru je dvostruko veći nego kod četverotaktnog motora. Iako je broj procesa dvostruko veći snaga dvotaktnog motora je približno 60% veća nego kod četverotaktnog. Krivulja momenta mu je jednoličnija te je za istu snagu manji i laganiji, ali je zato toplinsko opterećenje veće. Kako je frekvencija procesa u cilindru jednaka frekvenciji koljenastog vratila nije potreban posebni razvodni mehanizam za izmjenu radne tvari. Pošto se usis i ispuh radne tvari odvija u istom trenutku, da bi svježja radna tvar mogla ući u cilindar potrebna je neka vrsta kompresora, jer je tlak u cilindru tijekom ulaska radne tvari uvijek veći od tlaka okoline. Ugradnja dodatnog uređaja za nabijanje svježeg punjenja povećala bi kompleksnost motora pa je najjednostavniji način da se kao kompresor iskoristi prostor ispod cilindra i kućište motora kao što je prikazano na slici 1.5. Dok se klip nalazi u gornjem dijelu cilindra kroz usisni kanal 1 usisava se svježja radna tvar. Daljnjim zakretanjem koljenastog vratila klip se počinje gibati prema donjoj mrtvoj točki te zatvara usisni kanal 1 i tlači usisanu svježju radnu tvar. Gibanje se nastavlja, dolazi do otvaranja ispušnog kanala 3 te dolazi do pada tlaka u cilindru zbog izlaska produkata izgaranja iz cilindra, ali zbog nedovoljnog podtlaka u ispušnom kanalu ne uspijevaju svi produkti izgaranja izaći iz cilindra. Ubrzo nakon otvaranja ispušnog kanala 3 otvara se i prestrujni kanal 2 koji omogućava prelazak svježje radne tvari iz kućišta motora u cilindar. Sada kada su istovremeno otvoreni i prestrujni i ispušni kanal dolazi do ispiranja cilindra tako što se pomoću svježeg punjenja u ispuh guraju zaostali produkti izgaranja. Naravno u tom

procesu dolazi i do miješanja između produkata izgaranja i svježeg punjenja te dio produkata ostaje u cilindru, ali pošto je otvoren i ispušni kanal dio svježeg punjenja bježi u ispuh.



**Slika 1.5 Jednostavni dvotaktni Ottov motor s tri razvodna kanala [1]**

Nadalje gibanjem klipa prema gornjoj mrtvoj točki prvo se zatvara prestrujni kanal, a tek onda ispušni kanal. Zbog toga svježa radna tvar bježi iz cilindra sve dok se ne zatvori i ispušni kanal. Nakon zatvaranja ispušnog kanala slijedi kompresija i zapaljenje te izgaranje mješavine. Kako kompresija počinje tek kada se zatvori ispušni kanal kod dvotaktnih motora potrebno je razlikovati geometrijski od stvarnog kompresijskog omjera.



**Slika 1.6. Shematski prikaz dvotaktnog motora i njegov simetrični razvodni dijagram [1]**



Na gornjoj slici 1.6 mogu se uočiti dva radna volumena:

$V_h$  – geometrijski radni volumen,

$V'_h$  – stvarni radni volumen.

Formula za geometrijski kompresijski omjer prikazana je u poglavlju 1, a stvarni kompresijski volumen računa se prema formuli [1]:

$$\varepsilon_{stv} = \frac{V_k + V'_H}{V_k} = 1 + \frac{V_H}{V_k} \cdot (1 - \sigma_{isp}), \quad (1)$$

$$\sigma_{isp} = \frac{h_{isp}}{H}. \quad (2)$$

Termički stupanj djelovanja dvotaktnog Ottovog motora računa se prema formuli:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{stv}^{\kappa-1}} \quad (3)$$

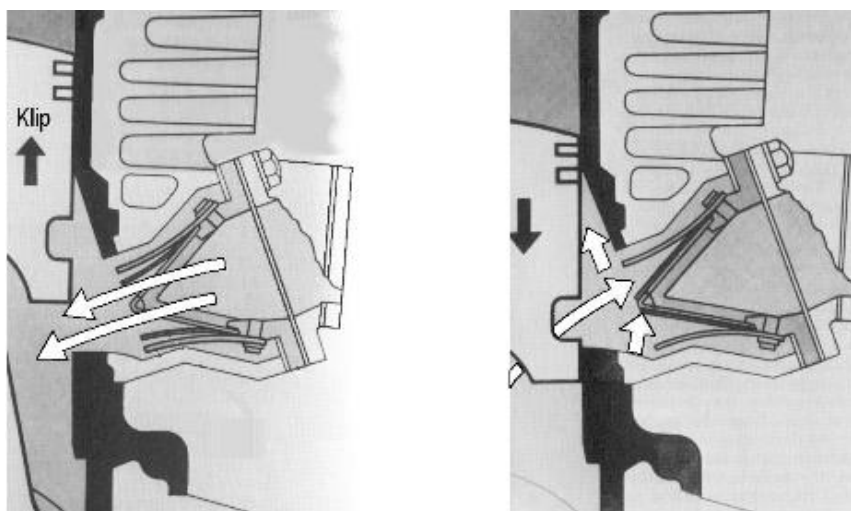
Kod ovako jednostavnih izvedbi motora za dobivanje mješavine goriva i zraka koristi se rasplinjač, odnosno ne koristi se sustav direktnog ubrizgavanja goriva u cilindar, stoga pri ispiranju iz cilindra bježi mješavina zraka i goriva. To za posljedicu ima povećanje potrošnje goriva i povećanje štetne emisije ispušnih plinova. Da bi se to spriječilo razvili su se dvotaktni motori s drukčijim izvedbama razvodnog sustava.

Razlikujemo motore sa simetričnim razvodnim dijagramom i s nesimetričnim razvodnim dijagramom. Prethodno opisani model motora ima simetrični razvodni dijagram, a kako je već prije rečeno razvod se vrši kanalima u cilindru. Kod motora s nesimetričnim razvodnim dijagramom najčešće se koriste dvije izvedbe. U prvoj izvedbi se razvod vrši kanalima i rotirajućim diskom pričvršćenim na koljenasto vratilo. Otvor na disku je tako izveden da zatvori usisni kanal kada se klip počne gibati prema donjoj mrtvoj točki, te tako sprječava povrat usisane smjese u usisnu cijev. Razvodni dijagram ispod klipa je nesimetričan.



**Slika 1.7. Rotirajući zasun na koljenastom vratilu [1]**

Druga izvedba se sastoji od razvodnih kanala i lisnatih ventila u usisnom kanalu te pokretnim zasunom u ispušnom kanalu. Lisnati ventili na usisu su zapravo jednosmjerni ventili koji propuštaju struju svježeg radnog tvari u kućište motora pri gibanju klipa od donje mrtve točke prema gornjoj ili omogućuju strujanje radne tvari u cilindar, dok s druge strane sprječavaju povrat radne tvari u usisni kanal kada se klip giba prema donjoj mrtvoj točki te sprječavaju prodiranje produkata izgaranja u usisni kanal dok tlak u cilindru ne postane manji od tlaka komprimirane svježeg mješavine u usisnom kanalu. Dodavanjem lisnatih ventila može se dobiti nesimetričan razvodni dijagram ispod klipa, ali i u cilindru.

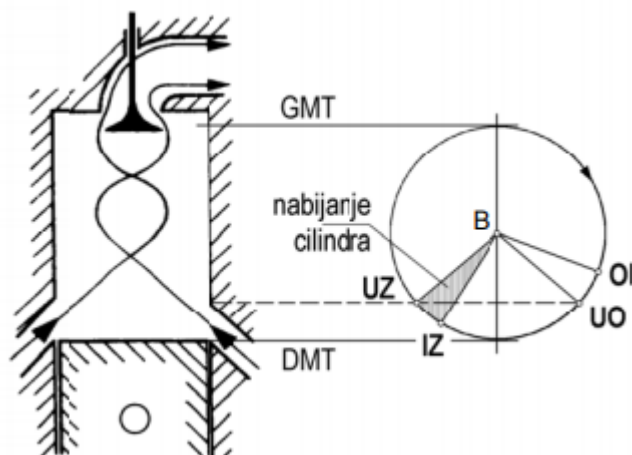


**Slika 1.8. Princip rada usisnih lisnatih jednosmjernih ventila [1]**

Velika prednost nesimetričnog razvodnog dijagrama je ta što se ispušni kanal zatvara prije nego li se zatvori usisni kanal. To znači da nakon zatvaranja ispušnog kanala svježeg radna tvar još uvijek može ulaziti u cilindar. Kako je već prije spomenuto da usis kod dvotaktnih motora mora biti nabijen, svježeg radna tvar pod povišenim tlakom ulazi u cilindar sve dok se ne zatvori usisni kanal te tako vrši nabijanje cilindra. To za posljedicu ima povišenje stupnja punjenja cilindra, a s povišenjem stupnja punjenja raste i snaga motora. Stupanj punjenja je omjer mase svježeg radne tvari u cilindru nakon zatvaranja svih kanala i referentne mase svježeg radne tvari koja bi stala u radni volumen cilindra kod stanja standardne atmosfere. Još jedan način za povećanje stupnja punjenja je i ugradnja pokretnog zasuna u ispušni kanal. Kako ne bi došlo do neželjenog bježanja svježeg radne tvari iz cilindra pomoću pokretnog zasuna regulira se visina ispušnog kanala te se tako onemogućuje bježanje svježeg punjenja u ispušni kanal.

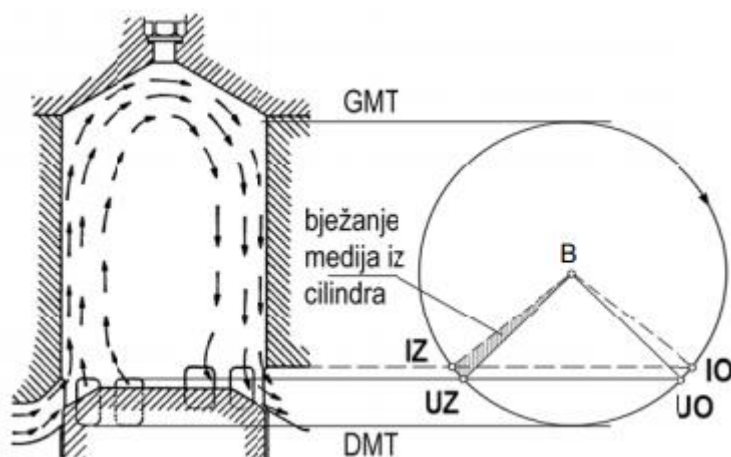
Dvotaktni motori se još mogu podijeliti i prema načinu ispiranja cilindra. Razlikujemo motore s uzdužnim ili istosmjernim ispiranjem, s poprečnim ispiranjem te s obrnutim ispiranjem. Uzdužno ispiranje cilindra se u pravilu vrši pomoću tangencijalno prema gore

usmjerenih usisnih kanala i najmanje jednog ispušnog ventila. Ovakva konstrukcija razvodnog sustava daje nesimetričan razvodni dijagram te je ispiranje cilindra jako dobro. Taj način ispiranja se u pravilu koristi kod velikih sporohodnih Diesellovih motora.



**Slika 1.9. Uzdužno ispiranje i prikaz razvodnog dijagrama [1]**

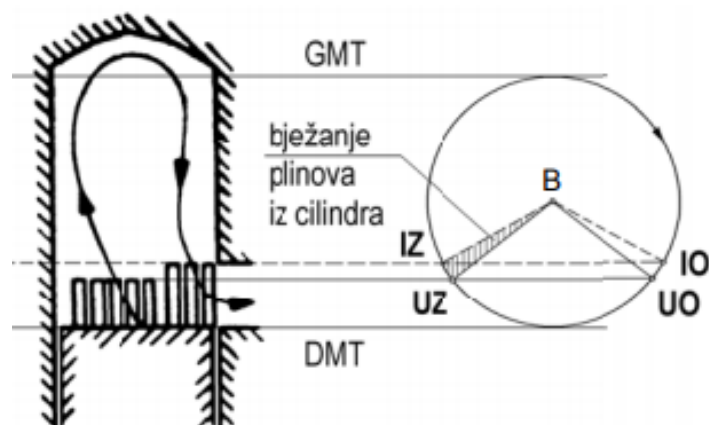
Idući način ispiranja je poprečno ispiranje. Kod ovakvog načina ispiranja razvodni kanali se nalaze na samom dnu cilindra, a ispušni kanali su viši od usisnih te se takvom konstrukcijom dobiva simetrični razvodni dijagram. Ta konstrukcija je prepoznatljiva po tome što se ispušni i usisni kanali nalaze na suprotnim stranama cilindra. Ovakav način ispiranja koristio se u samim počecima razvoja dvotaktnih motora.



**Slika 1.10. Poprečno ispiranje i prikaz razvodnog dijagrama [1]**

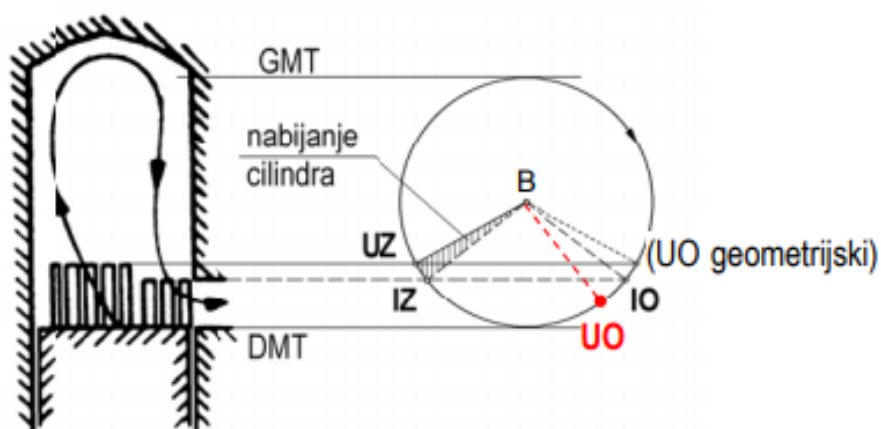
U današnje vrijeme se kod malih dvotaktnih motora u pravilu rabi poprečno ispiranje. Kod ovakve konstrukcije usisni i ispušni kanali se nalaze na istoj strani cilindra. Struja usisavane radne tvari usmjerena je prema dijelu cilindra koji se nalazi nasuprot ispušnih kanala i koso gore prema glavi cilindra. Dolaskom do glave cilindra svježa radna tvar se zakreće za 180° i usmjerava se prema klip, odnosno prema ispušnim kanalima. Kada se kod

ovakve izvedbe razvod vrši samo prestrujnim kanalima dobivamo simetrični razvodni dijagram.



**Slika 1.11. Obrnuto ispiranje sa simetričnim razvodnim dijagramom [1]**

Ako se želi ostvariti nesimetrični razvodni dijagram moraju se u usisne kanale ugraditi jednosmjerni ventili, a usisni kanali moraju biti viši od ispušnih. Kod ovakve konstrukcije jednosmjerni ventili će spriječiti prodiranje produkata izgaranja u usisni kanal sve dok tlak svježe radne tvari ne postane veći od onoga u cilindru.

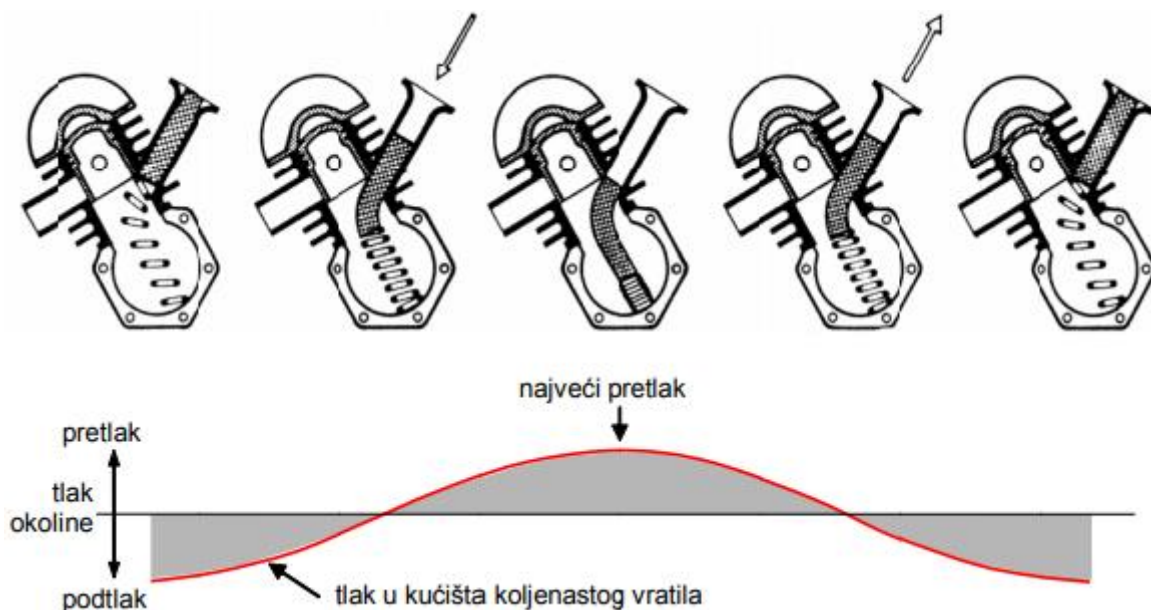


**Slika 1.12. Obrnuto ispiranje s nesimetričnim dijagramom [1]**

Kako je za postizanje što boljih performansi motora bitno postići što veći stupanj punjenja cilindra, ali i što bolje ispiranje, usis i ispuh se pokušava optimizirati primjenom rezonancije.

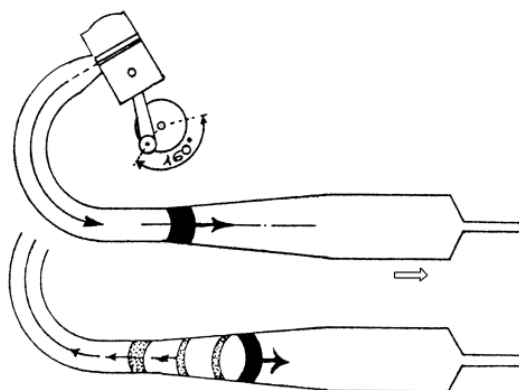
Pri prolasku svježe radne tvari kroz usisnu cijev stupac svježe radne tvari titra pa tlačni val putuje brzinom zvuka od ulaza u usisnu cijev do dna kućišta i obrnuto. Ako usis završi u trenutku kada se svježa radna tvar nabije u kućište tada će punjenje biti najbolje. Problem kod rezonancije je taj što se ona mijenja s promjenom brzine vrtnje motora te se stoga mora

dimenzionirati samo za određenu brzinu vrtnje. Iz slike 1.13 može se vidjeti kako tlačni val putuje te kako bi bilo idealno da usis završi kada se postigne maksimalni pretlak.



**Slika 1.13. Rezonancija u usisu dvotaktnog motora s usisom u kućište [1]**

Dok je za usis samo bitno da se postigne što bolje punjenje kod ispuha se zahtijeva da se postigne što bolje pražnjenje cilindra i da se spriječi prekomjerno bježanje svježe radne tvari u ispuh. Zbog ovih zahtjeva ispušni sustav ima specifično konusno proširenje tj. difuzor. Ekspanzijom ispušnih plinova u difuzoru nastaje podtlak. Uz to val tlak putuje brzinom zvuka prema kraju difuzora pa iza njega ostaje podtlak. Nastali podtlak pomaže pri pražnjenju cilindra, ali i uvlačenju svježe radne tvari iz kućišta u cilindar. Na strmom konusu na kraju ispušnog sustava tlačni val se odbija te putuje prema cilindru i djeluje kao barijera koja sprječava da svježa smjesa pobjegne iz cilindra.



**Slika 1.14. Ekspanzija plinova u ispušnoj cijevi [1]**

Kako se efekt poboljšanja punjenja i pražnjenja cilindra i kod ispuha i kod usisa ostvaruje samo na uskom području određene brzine vrtnje, a izvan tog područja postiže se negativni efekt, danas se uz rezonanciju primjenjuju već prije spomenuti pomični zasun na usisu, jednosmjerni ventili, te rotirajući zasuni.

Zbog svoje male mase i jednostavne konstrukcije dvotaktni motori se primjenjuju u uređajima i strojevima koji ne zahtijevaju veliku snagu. Tako dvotaktne motore danas možemo naći u ručnim kosilicama, motornim pilama, malim poljoprivrednim strojevima, izvanbrodskim motorima, mopedima i sl. Jednostavna konstrukcija s malim brojem dijelova im je omogućila da budu jeftiniji od četverotaktnih motora, a zbog ciklusa od samo dva takta za iste dimenzije razvijaju približno 60% veću snagu. Negativna posljedica jednostavne konstrukcije je povećana potrošnja goriva i velika emisija štetnih plinova u ispuhu. Kako su tijekom godina propisi za dopuštenu količinu štetnih plinova postajali sve stroži tako se broj uređaja u kojima se primjenjuje dvotaktni motor smanjivao te su danas četverotaktni motori gotovo svugdje zamijenili dvotaktne motore.

### 1.3. Tomos A3

Tomos A3 počeo se proizvoditi 1973. godine i proizvodio se sve do 1992. godine. Iako je kroz svoje dugo razdoblje proizvodnje doživio određene preinake konceptualno je ostao isti.



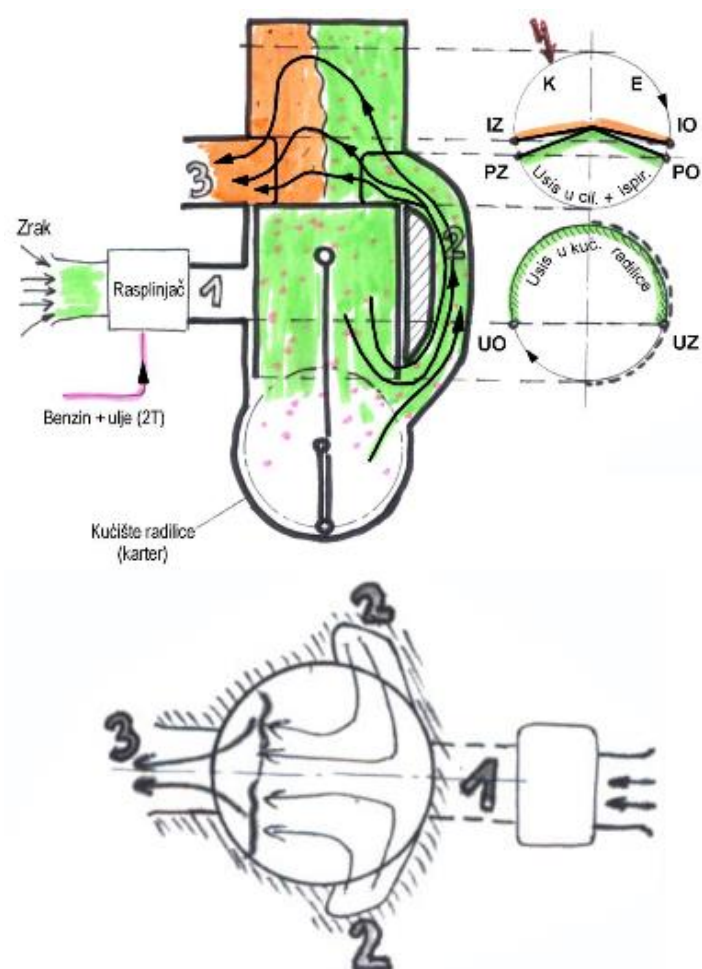
Slika 1.15. Tomos A3 [6]

Moped pokreće mali jednocilindrični Ottov dvotaktni motor radnog volumena motora od 49 cm<sup>3</sup>. Prijenos snage od motora do kotača vrši se preko automatskog dvostupanjskog mjenjača, te lanca i lančanika. S obzirom na model deklarirana snaga iznosila je od 1,5 do 2 KS pri brzini vrtnje motora od 5500 min<sup>-1</sup>. U tablici 1.1 prikazane su specifikacije mopeda.

**Tablica 1.1. Specifikacije Tomos A3 [2]**

Motor	Jednocilindrični dvotaktni
Hlađenje	Zračno
Promjer klipa	38 mm
Hod klipa	43mm
Kompresijski omjer	8,5:1
Radni volumen	49 cm <sup>3</sup>
Točka pretpaljenja	Položaj klipa: 1,8 – 2 mm prije GMT
Rasplinjač	Encarwi 10 mm
Snaga	0,75-1,5 kW pri 5500 min <sup>-1</sup>
Mjenjač	Dvostupanjski automatski s centrifugalnom spojkom
Maksimalna brzina	45 km/h

Motor je jednostavne konstrukcije. Za proizvodnju mješavine goriva i zraka koristi se rasplinjač, a podmazuje se tako da se u rezervoar doda ulje za dvotaktne motore u omjeru 50:1. Razvod se vrši pomoću kućišta motora i razvodnih kanala u cilindar, stoga je razvodni dijagram ovog motora simetričan. Zapaljenje smjese se vrši pomoću svjećice koja se nalazi na sredini glave motora. Na slici 1.16 shematski je prikazana konstrukcija motora i prikazani su odgovarajući razvodni dijagrami.



**Slika 1.16. Shematski prikaz strujanja radne tvari u Tomosovom dvotaktnom motoru [1]**

Princip rada ovakvog dvotaktnog motora objašnjen je već u prošlom poglavlju 1.2 pomoću slike 1.5.

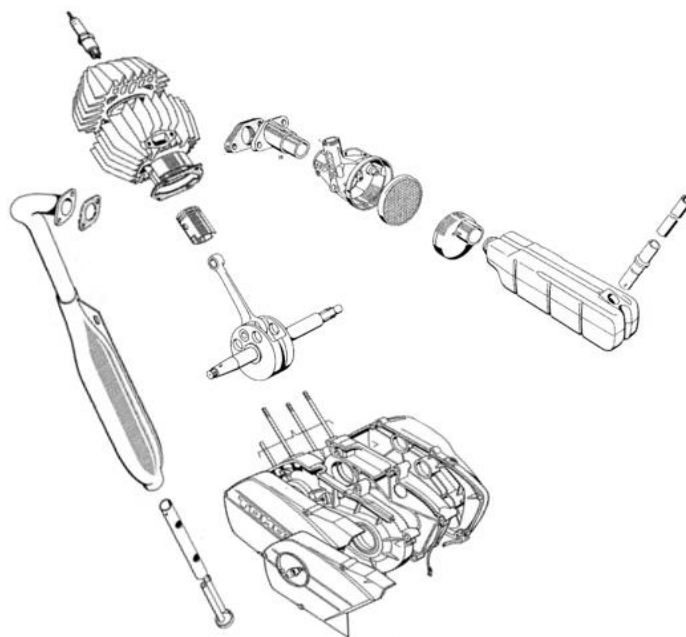


## 2. Izrada modela motora u programskom paketu AVL Boost™

Za analizu gore spomenutog motora koristit će se programski paket za analizu motora s unutarnjim izgaranjem AVL Boost™. Pošto je proizvodnja prototipa i njihovo testiranje dugotrajan i izrazito skup proces, danas je uobičajeno da se za razvoj novih i poboljšanje starih komponenata koriste simulacijski programski paketi. Korištenjem simulacija skraćuje se vrijeme razvoja i štedi se novac. AVL Boost™ je program koji koristi 1-D proračunski model za strujanje radnog medija i 0-D termodinamički proračunski model za proračun stanja u cilindru. Pri ovoj analizi promatrat će se samo ponašanje motora pri punom opterećenju jer se može smatrati da je zaklopka snage pri utrivanju gotovo uvijek maksimalno otvorena.

### 2.1. Inicijalni model motora

Kod korištenja računalnih simulacija izrazito je bitno da se napravi što precizniji model stvarnog polaznog motora kako bi dobiveni rezultati bili što bliži onima koji bi se dobili testiranjem motora na kočnici. Kako ne postoji objavljena deklarirana krivulja snage i momenta kao referentna točka uzeta je maksimalna snaga motora i brzina vrtnje motora u praznom hodu. Maksimalna snaga ovoga motora iznosi 1,5 kW pri brzini vrtnje motora od  $5500 \text{ min}^{-1}$ , a minimalna brzina vrtnje iznosi  $1300 \text{ min}^{-1}$  [2].



Slika 2.1. Prikaz dijelova od kojih se sastoji motor Tomosa A3 [2]

Na slici 2.1 mogu se jasno uočiti sve glavne komponente motora te će ona poslužiti kao referenca pri izradi modela motora u programskom paketu. Pri izradi također će se koristiti i primjeri koji se mogu naći u samom programskom paketu te priručnik za upotrebu.

Srednji tlak mehaničkih gubitaka računati će se prema formuli [3]:

$$FMEP[Pa] = 105 \cdot L_{st}[m] \cdot N[\min^{-1}] \quad (4)$$

gdje je:

FMEP – srednji tlak mehaničkih gubitaka; Pa

$L_{st}$  – dužina hoda klipa; m

$N$  – brzina vrtnje motora;  $\min^{-1}$

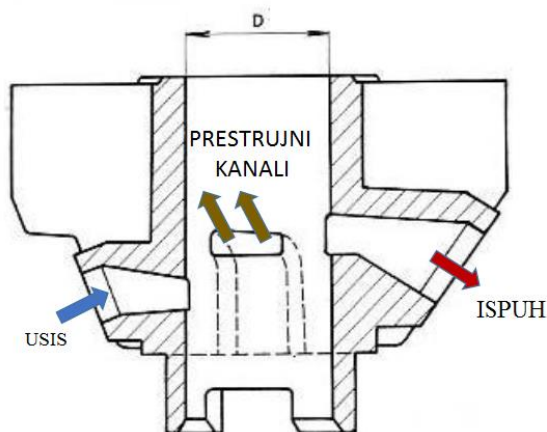
### 2.1.1. Usisni sustav

Usisni sustav se sastoji od usisnih gumenih cijevi koje ulaze u polimernu posudu. Posuda se preko gumenog čepa spaja s rasplinjačem, a u prostoru unutar gumenog čepa nalazi se uljni filter zraka. Nakon filtera zraka slijedi pomični cilindar i brizgaljka, a nakon nje slijedi prirubnica. Rasplinjač se pomoću prirubnice prihvaća na cilindar. Donja strana cilindra je spojena s kućištem motora i tvori jednu cjelinu. Iz kućišta motora na bočnim stranama se nalaze prestrujni kanali, po jedan sa svake strane. U simulacijskom modelu će se za posudu koristiti element *plenum*, za filter zraka *air cleaner*, za pomični cilindar *throttle*, za brizgaljku *injector*, za prostor kućišta ispod cilindra *variable plenum*, a ti svi elementi se povezuju s elementom cijevi *pipe*. Na spojnica između cijevi različitih promjera postavlja se element *restriction*.

### 2.1.2. Prostor izgaranja

Izgaranje se odvija u prostoru cilindra između gornjeg dijela klipa i glave motora, a on se definira s pomoću elementa *cylinder*. Kod ovog motora zapaljenje homogene smjese goriva, zraka i ulja vrši se pomoću iskre koju stvara svjećica. Kao što je već spomenuto u tablici Tablica 1.1 iskra preskače 1,8 – 2 mm prije gornje mrtve točke, no ne dolazi odmah do zapaljenja nego prvo dolazi do zakašnjenja paljenja, a zatim tek nakon određenog vremena dolazi i do razvoja plamena i izgaranja. Pri simulaciji rada motora uzeta je pretpostavka da zakašnjenje paljenja iznosi 0,2 ms. Za model izgaranja uzet je Vibeov dvozonski model izgaranja. Prednost ovog modela izgaranja je ta što je jednostavan te se može definirati s malim brojem parametara. Nedostatak ovog modela izgaranja je taj što brzina oslobađanja energije ne ovisi o geometriji prostora izgaranja, vrsti goriva te načinu strujanja radnog

medija u cilindru, ali ipak odabrani model daje zadovoljavajuću točnost rezultata. Potrebni parametri za definiranje izgaranja su Vibeova značajka izgaranja  $m$  i duljina izgaranja, a oni su uzeti po uzoru na primjer modela dvotaktnog motora koji je dan od proizvođača programa. Odabran je dvozonski model jer on za razliku od jednozonskog daje vrijednosti potrebnog oktanskog broja goriva, a on će poslužiti kao referenca za pojavu detonantnog izgaranja. Otvaranje i zatvaranje razvodnih kanala definirano je kao promjena površine otvora kanala u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila.



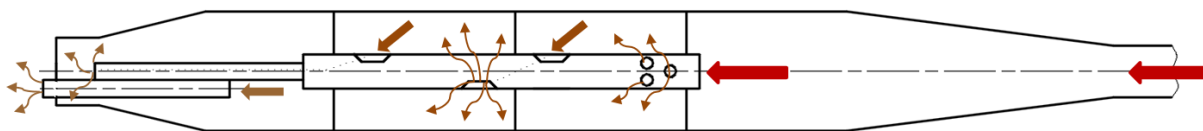
Slika 2.2 Presjek cilindra motora za Tomos A3 [2]

### 2.1.3. Ispušni sustav

Ispušni sustav se sastoji do niza cijevi koje vode produkte izgaranja od ispušnog kanala do atmosfere. Kako moped prije puštanja u promet mora zadovoljiti određene norme, pa tako i normu za razinu buke, u ispuh se ugrađuje prigušivač zvuka. Za konstrukciju ispušnog sustava u simulaciji koristiti će se elementi *pipe* i *restriction*. Kako je ispušni sustav od velike važnosti kod dvotaktnih motora, mora mu se posvetiti velika pažnja pri modeliranju. Po preporuci iz priručnika te po uzoru na primjer koji je dan od strane proizvođača programa, svaka promjena promjera cijevi bi se trebala modelirati kao *restriction*. Dakle ako se cijev konusno širi ona se modelira s pomoću 3 cijevi i dva restriktora, tako da se uži dio cijevi modelira s pomoću elementa *pipe*, zatim slijedi *restriction*, onda ponovno *pipe*, ali s promjenjivim promjerom, zatim ponovno *restriction* i na kraju dolazi *pipe* s većim promjerom. Na isti se način modelira i suženje. Pošto je za određivanje rezonancije bitna dužina cijevi, odnosno vrijeme koje je potrebno da tlačni val prijeđe put od cilindra i nazad, element volumena *plenum* nije pogodan za primjenu jer on ne sadrži dimenziju dužine, stoga pri većim brzinama vrtnje može doći do pogrešnih rezultata.



Slika 2.3. Izvorni oblik ispušnog sustava Tomosa A3

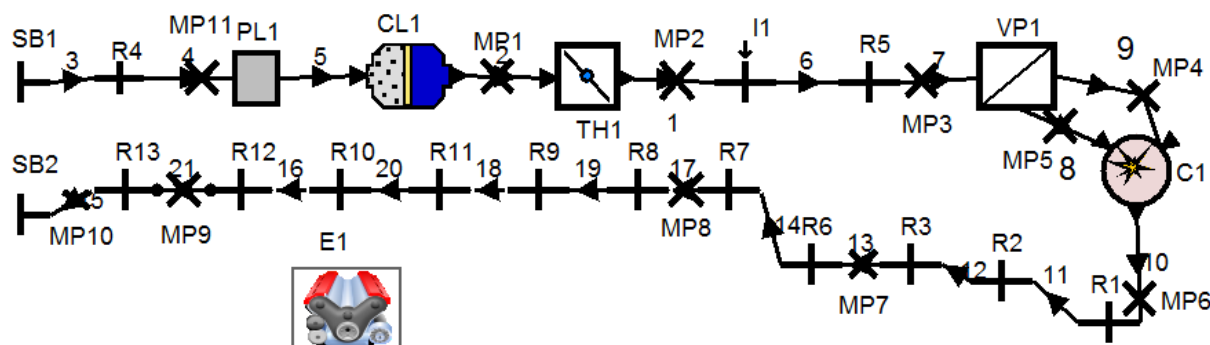


Slika 2.4. Presjek izvornog ispušnog sustava Tomosa A3

Ispušni sustav koji je prikazan na slici 2.4 će se također modelirati samo pomoću elemenata *pipe* i *restriction*. Središnji dio lonca se sastoji od dvije cijevi te se strujanje ispušnih plinova odvija tako da plinovi prvo ulaze u cijev manjeg promjera, onda u pregrađeni dio veće cijevi, zatim ponovno u cijev manjeg promjera i tako do izlaza u atmosferu. U modelu taj se dio modelira kao naizmjenični spoj cijevi manjeg i većeg promjera. Moguća je primjena i elementa *plenum* za prikaz pregrada u većoj cijevi, ali elementi *pipe* bi trebali dati bolju aproksimaciju stvarnog lonca, stoga se neće koristiti element *plenum*.

#### 2.1.4. Simulacijski model motora za Tomos A3

Poštujući prethodno navedena pravila konstruiranja modela, napravljen je inicijalni simulacijski model motora koji je prikazan nas slici 2.5.



Slika 2.5. Model motora za Tomos A3

Značenje oznaka na modelu su:

SB – rubni uvjeti (*system boundary*)

R – restrikcija (*restriction*)

MP – mjerna točka (*measuring point*)

PI – posuda/volumen (*plenum*)

CI – filter zraka (*air cleaner*)

TH – zaklopka gasa (*throttle*)

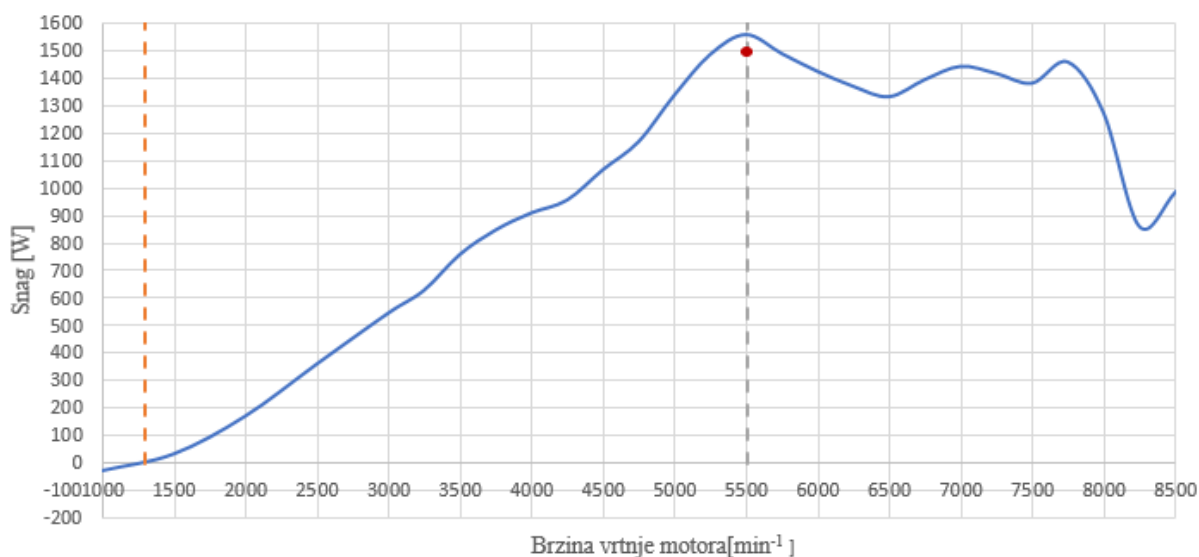
I – brizgaljka (*injector*)

VP – promjenjivi volumen (*variable plenum*)

CI – cilindar (*cylinder*)

### 2.1.5. Simulacijski rezultati inicijalnog modela

Nakon postavljanja svih potrebnih parametara i kalibracije modela dobiveni su sljedeći rezultati.



**Slika 2.6 Maksimalna snaga inicijalnog modela**

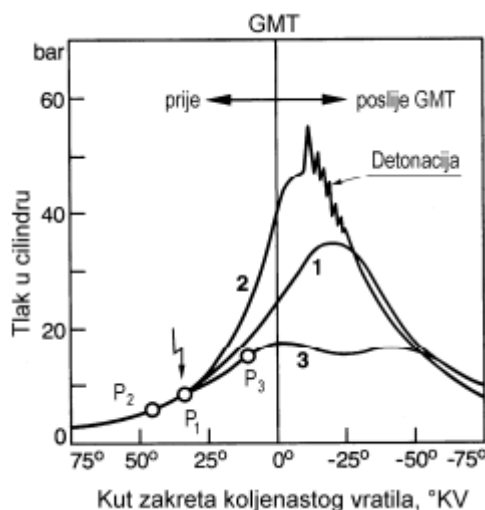
Iz dobivenog grafa na slici 2.6 mogu se iščitati vrijednosti dobivene za karakteristične brzine vrtnje motora pri punom opterećenju, a to su već prije spomenute brzine od  $1300 \text{ min}^{-1}$  i  $5500 \text{ min}^{-1}$ . Simulacijski model motora pri brzini vrtnje od  $5500 \text{ min}^{-1}$  razvija snagu do 1560 W. Uspoređujući deklariranu maksimalnu snagu od 1500 W i dobivenu maksimalnu snagu dolazimo do razlike od samo 4%, uzimajući u obzir i oblik krivulje te očekivani pad snage nakon  $5500 \text{ min}^{-1}$  može se zaključiti da dobivena krivulja snage s dovoljnom preciznošću opisuje stvarnu krivulju snage.

### 3. Povećanje snage motora za Tomos A3

Poštujući zadana pravila natjecanja za klasu Automatik i potklasu Kit, u ovom radu će se razmatrati utjecaj samo 5 preinaka na povećanje snage inicijalnog motora. Preinake koje će biti provedene su: ugradnja cilindra i klipa većeg promjera, povećanje kompresijskog omjera smanjivanjem kompresijskog volumena, povećanje promjera rasplinjača, ugradnja rezonantnog ispuha te promjena kuta paljenja. Prvo će biti promatran utjecaj pri punom opterećenju motora za svaku promjenu pojedinačno, a krajnji model će obuhvatiti sve preinake koje su dovele do pozitivnog učinka na promjenu karakteristike motora.

#### 3.1. Utjecaj promjene kuta paljenja

Kao što je već prije spomenuto zapaljenje gorive smjese se kod Ottovog motora vrši pomoću stranog paljenja, odnosno pomoću iskre koju daje svjećica. Točka paljenja nalazi se malo prije gornje mrtve točke. Određivanje optimalne točke paljenja od velike je važnosti kod Ottovih motora. Kada se težište izgaranja nalazi na oko  $10^\circ\text{KV}$  nakon gornje mrtve točke, tada se može smatrati da je točka paljenja dobro postavljena. Težište izgaranja je trenutak, odnosno apsolutni zakret koljenastog vratila kada je izgorjelo 50% smjese goriva i zraka.

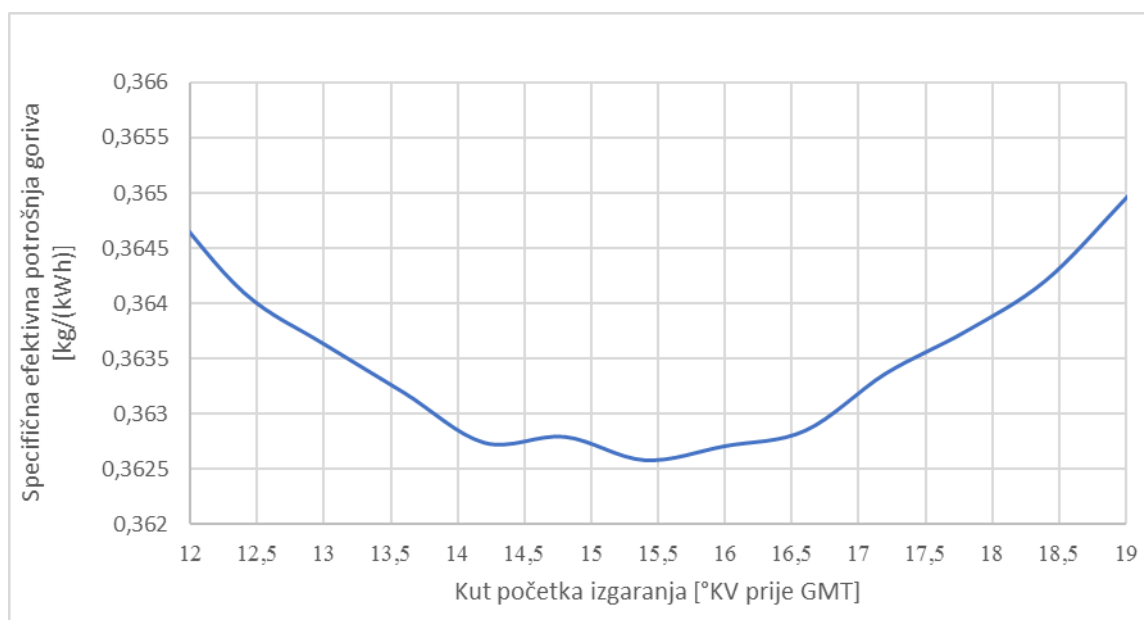


Slika 3.1. Ovisnost tlaka u cilindru o kutu paljenja [1]

Na dijagramu na slici 3.1 može se vidjeti kako pomicanje točke paljenja utječe na vršni tlak u cilindru. Kod ranijeg paljenja završetak izgaranja se približava gornjoj mrtvoj točki, a to za posljedicu ima povišenje vršnog tlaka, ali zato se povećava opasnost od detonacije i pregrijavanja motora. Ako se točka paljenja približava gornjoj mrtvoj točki vršni tlak u

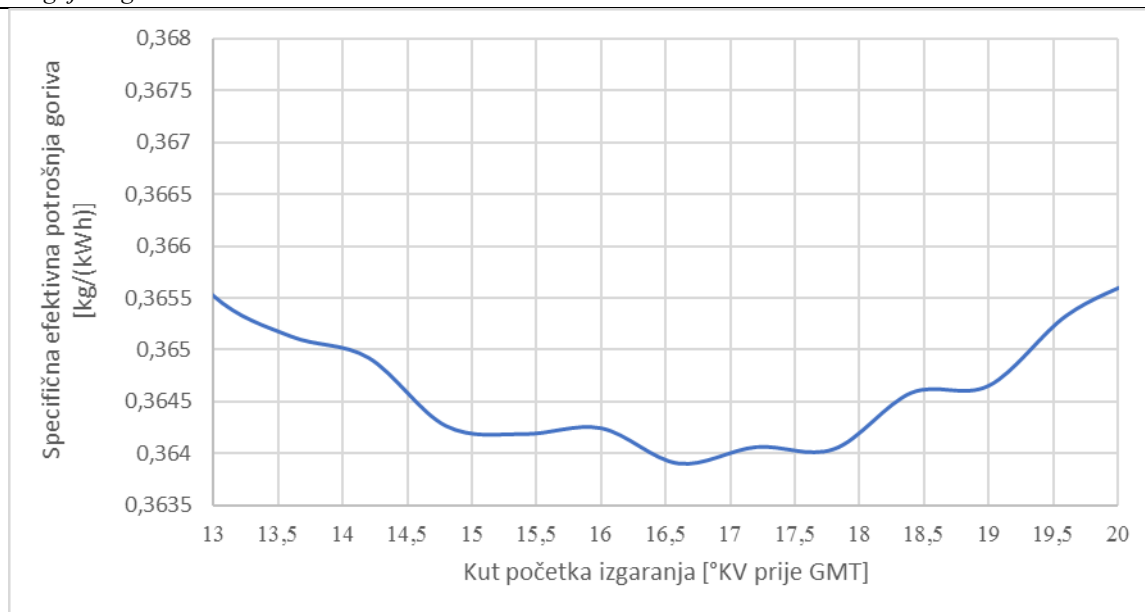
cilindru pada, a to za posljedicu ima smanjenje snage motora, a čak može doći i do izostanka zapaljenja. Zbog produljenja izgaranja povećava se temperatura ispušnih plinova i time raste opasnost od pregrijavanja motora. Kako je točka paljenja kod Tomosa A3 konstantna s povećanjem brzine vrtnje motora položaj težišta izgaranja pomiče se prema donjoj mrtvoj točki. Za optimizaciju procesa izgaranja potreban je uređaj koji omogućuje pomicanje točke paljenja. Takav uređaj postoji i može se kupiti za odabrani motor.

U simulacijskom modelu promijenjen je samo kut početka izgaranja, a optimalna točka početka izgaranja odredit će se u odnosu na specifičnu efektivnu potrošnju. Dakle za brzine vrtnje motora od  $3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $5500 \text{ min}^{-1}$  i  $8000 \text{ min}^{-1}$  naći će se točke paljenja pri kojima će specifična efektivna potrošnja goriva biti najniža te će se točke za ostale brzine vrtnje odrediti linearnom interpolacijom.



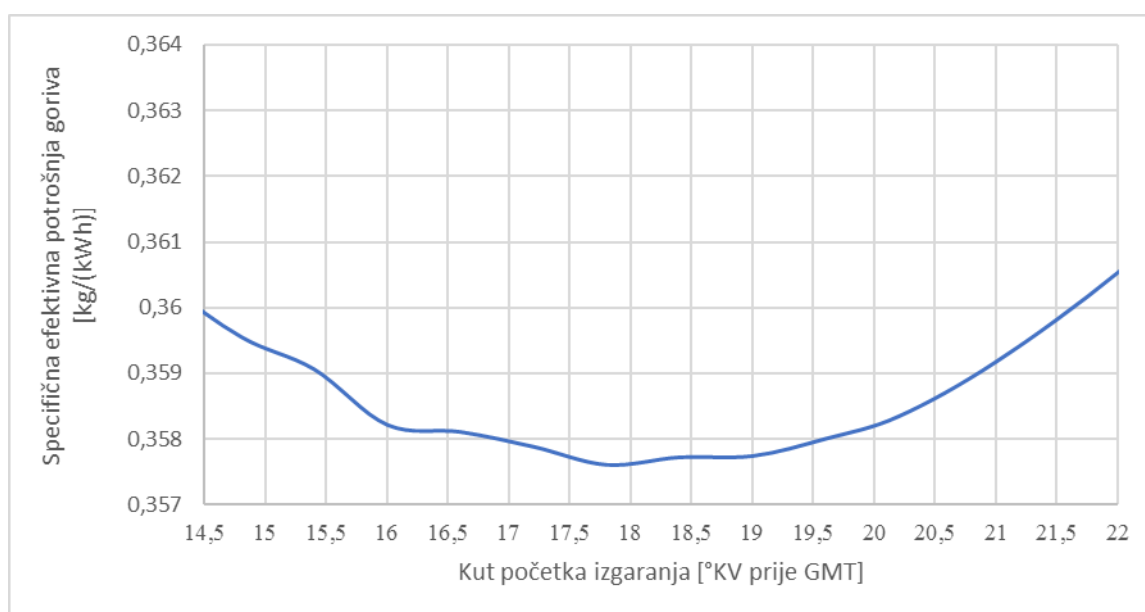
**Slika 3.2. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od  $3000 \text{ min}^{-1}$**

Pomoću dijagrama na slici 3.2 može se zaključiti da se optimalna točka početka izgaranja za brzinu vrtnje motora od  $3000 \text{ min}^{-1}$  nalazi na kutu od  $15,4^\circ \text{KV}$  prije gornje mrtve točke.



**Slika 3.3. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od 5500 min<sup>-1</sup>**

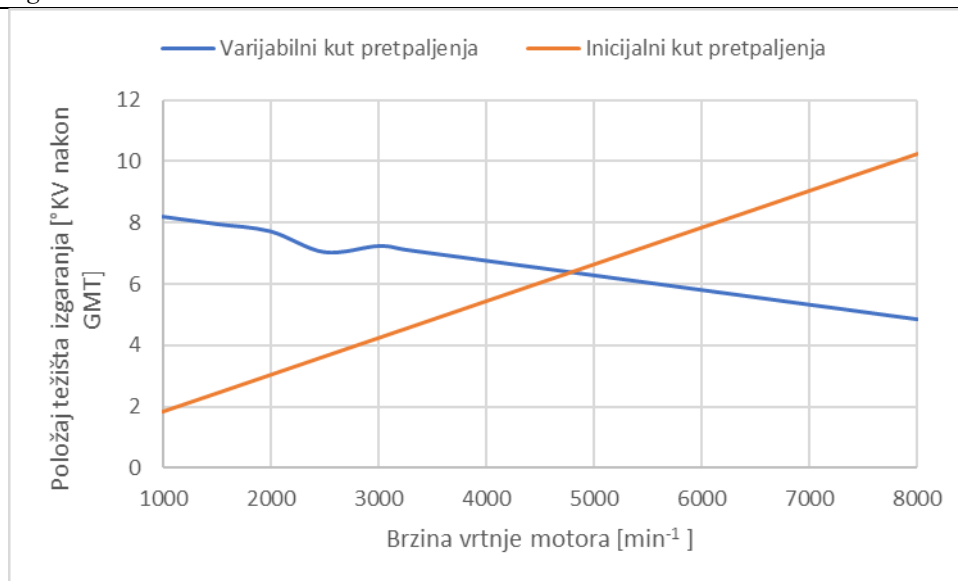
Na dijagramu na slici 3.3 može se uočiti da je optimalna točka početka izgaranja za brzinu vrtnje motora od 5500 min<sup>-1</sup> 16,6 °KV prije gornje mrtve točke.



**Slika 3.4. Prikaz utjecaja kuta početka izgaranja na specifičnu efektivnu potrošnju goriva pri brzini vrtnje motora od 8000 min<sup>-1</sup>**

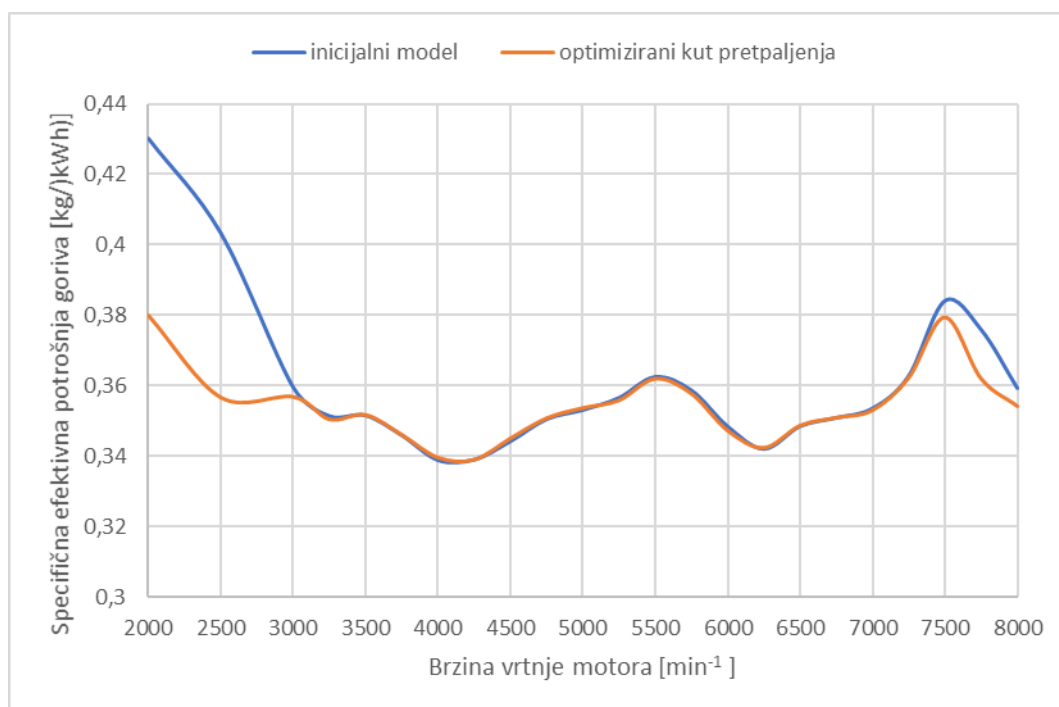
Iz dijagramu na slici 3.4 može se iščitati da je optimalna točka početka izgaranja za brzinu vrtnje motora od 8000 min<sup>-1</sup> na kutu od 17,8 °KV prije gornje mrtve točke.





**Slika 3.5. Usporedba položaja težišta izgaranja**

Dijagramu na slici 3.5 prikazuje koliko se promijenio položaj težišta izgaranja u odnosu na inicijalni model.

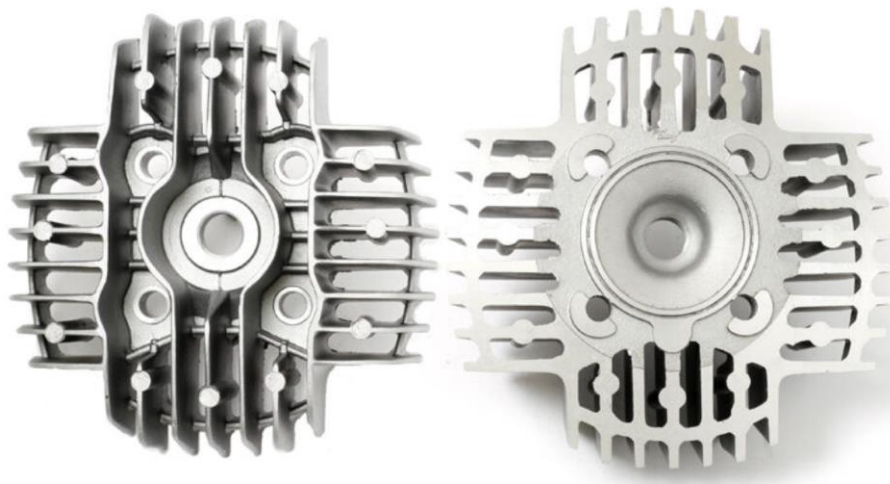


**Slika 3.6. Usporedba specifične efektivne potrošnje goriva inicijalnog modela i optimiziranog modela**

Na dijagramu na slici 3.6 vidljivo je da se optimizacijom kuta pretpaljenja osjetno smanjila specifična efekt potrošnja goriva pri rubnim brzinama vrtnje motora. To je bilo i očekivano jer se kod fiksne točke paljenja točka pretpaljenja može optimizirati samo za uski spektar brzina vrtnje motora.

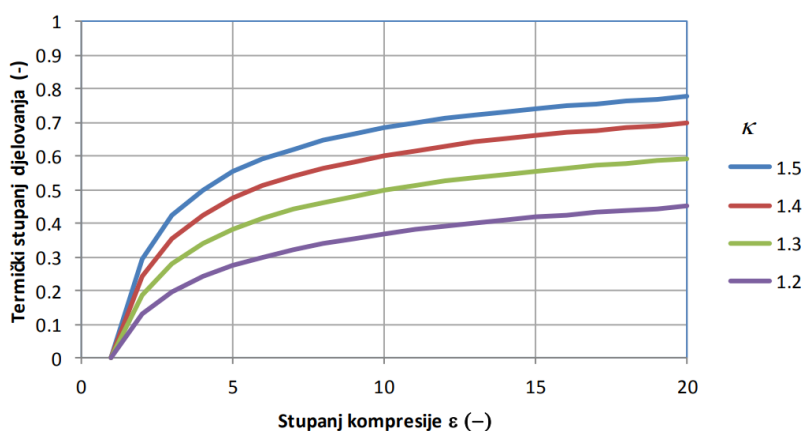
### 3.2. Utjecaj smanjenja kompresijskog volumena

Kako odabrani motor nema razvodne ventile, konstrukcija glave motora je vrlo jednostavna. Glavu čini jedan odljevak koji je radi smanjenja mase i poboljšanja hlađenja napravljena od aluminijske legure.



Slika 3.7. Glava motora za Tomos A3 [4]

Sniženje glave se ostvaruje tako da se strojno obradi ona strana glave motora koja se spaja na cilindar, na gornjoj slici 3.7, to je desna projekcija. Strojnom obradom se do određene dubine odstranjuje površina i tako se smanjuje volumen koji ostane između vrha klipa i glave motora. Visina sniženja je ograničena visinom gornje mrtve točke, odnosno visinom na kojoj bi klip udario u glavu motora. Snižavanjem glave motora se znači smanjuje kompresijski volumen, a radni volumen ostaje isti. Smanjenjem kompresijskog volumena povećava se kompresijski omjer. Kako je već prije rečeno termički stupanj djelovanja računa se kao omjer odvedenog rada i dovedene topline, odnosno pomoću već napisane formule (3).



Slika 3.8. Termički stupanj djelovanja Ottovog procesa u ovisnosti o stupnju kompresije i izentropskom eksponentu [1]

Iz formule i dijagrama na slici 3.8 vidljivo je da povećanjem kompresijskog omjera raste i termički stupanj djelovanja Ottovog procesa, a povećanjem korisnosti raste i snaga motora.

Mogućnost primjene većih kompresijskih omjera ograničena je pojavom detonantnog izgaranja. Detonantno izgaranje uzrokuje pojavu ekstremnih varijacija tlaka unutar cilindra i time do povećanja toplinskog opterećenja motora, zbog kojeg vrlo brzo može doći do mehaničkih oštećenja motora.

Proučavanjem konstrukcije motora i cilindarske glave utvrđeno je da se glava cilindra motora može maksimalno spustiti za 1,5 mm prije nego klip lupi u glavu motora.

**Tablica 3.1. Promjena geometrijskih značajki motora za Tomos A3**

$V_h$ [mm <sup>3</sup> ]	$h_k$ [mm]	$V_k$ [mm <sup>3</sup> ]	$\varepsilon$ (-)	$\eta_t$ [ $\kappa=1,4$ ]
49000	11,74	6533,33	8,50	0,53
49000	11,24	6054,88	9,09	0,55
49000	10,74	5588,61	9,77	0,56
49000	10,24	5135,32	10,54	0,57

U tablici iznad 3.1 je prikazana promjena kompresijskog omjera s obzirom na snižavanje glave motora s korakom od 0,5 mm, gdje su:

$V_h$  – radni volumen,

$V_k$  – kompresijski volumen,

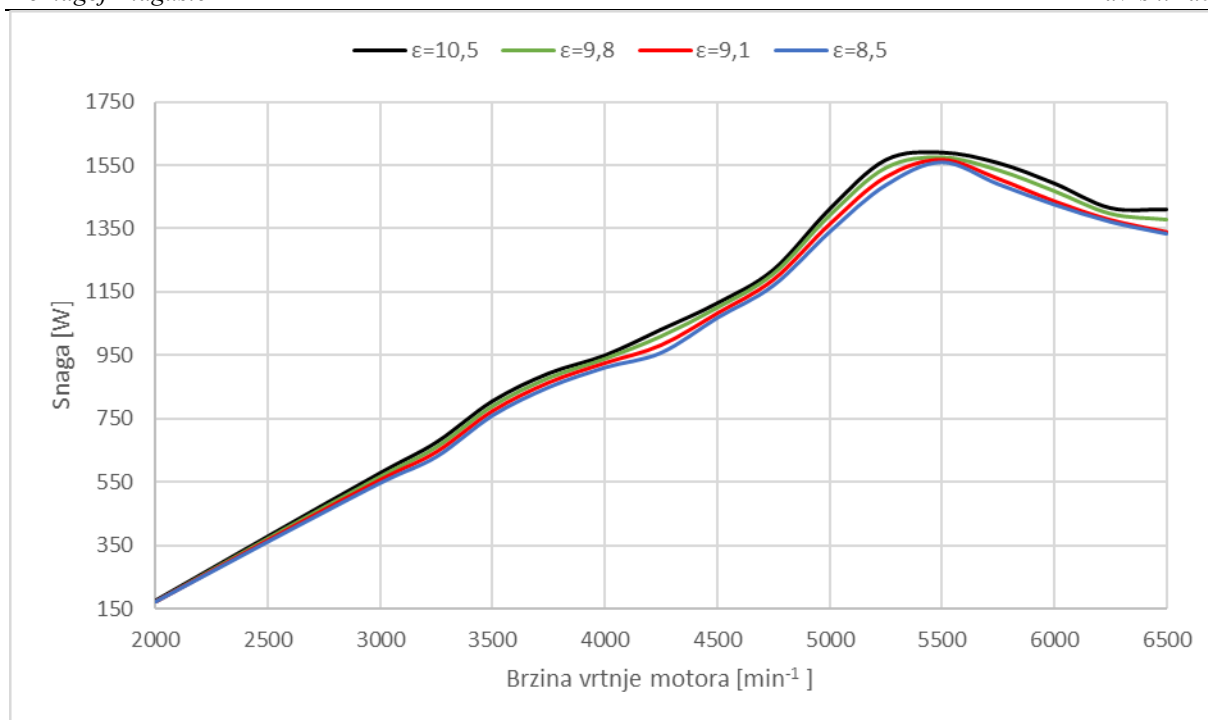
$h_k$  – udaljenost od podnožja glave motora do svjeće,

$\varepsilon$  – kompresijski omjer

$\eta_t$  – termički stupanj djelovanja.

S obzirom na inicijalni motor u simulaciji biti će promijenjen samo kompresijski omjer.

Simulacijom dobiveni su sljedeći rezultati.



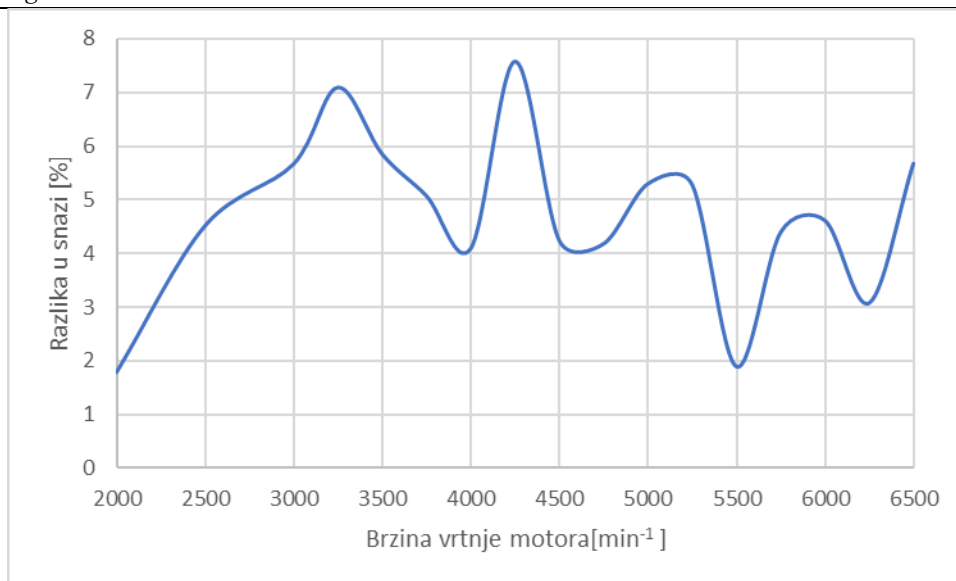
**Slika 3.9. Prikaz povećanja snage povećanjem kompresijskog omjera**

Kao što je bilo i očekivano na dijagramu na slici 3.9 vidljivo je povećanje snage na svim brzinama vrtnje motora. Iznosi dobivenih maksimalnih snaga prikazani su u tablici 3.2.

**Tablica 3.2. Dobivene maksimalne snage za različite kompresijske omjere**

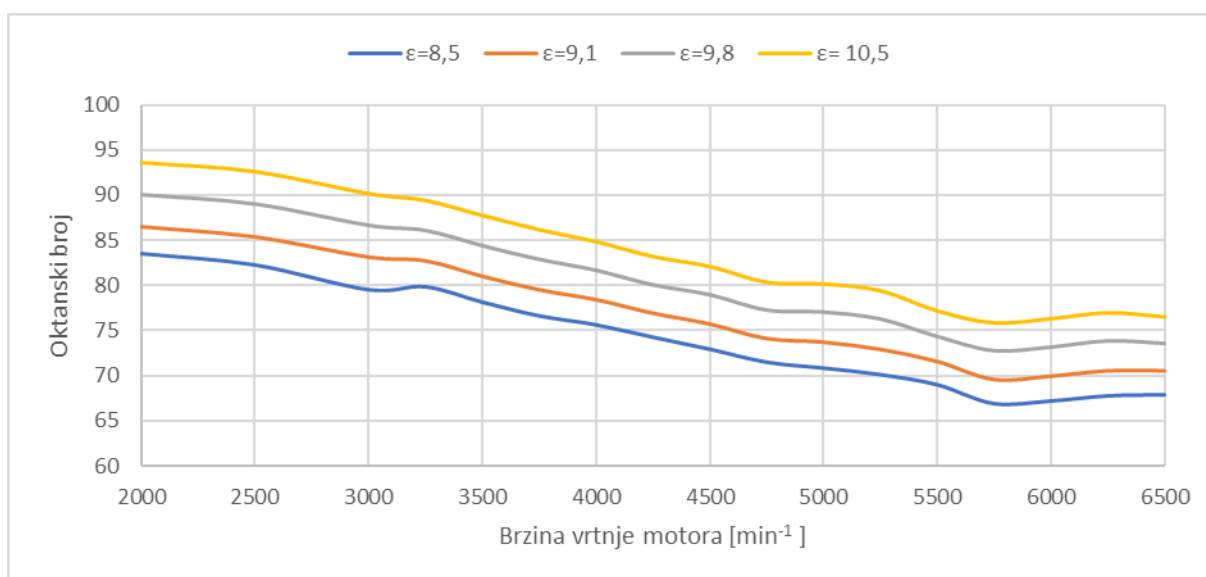
$\varepsilon$ (-)	10,5	9,8	9,1	8,5
Snaga [W]	1589,3	1575,4	1568,9	1559,7

Pri kompresijskom omjeru od 10,5 maksimalna snaga se povećala za samo 1,9%. Na grafu na donjoj slici 3.10 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora kod kompresijskog omjera od 10,5.



**Slika 3.10. Prikaz razlike u snazi između originalnog i maksimalnog kompresijskog omjera koji se može postići smanjenjem kompresijskog volumena**

Kao što je već rečeno povećanjem kompresijskog omjera raste opasnost od detonacija, a to se u dijagramu na slici 3.11 očituje u povećanju potrebnog oktanskog broja.



**Slika 3.11. Porast potrebnog oktanskog broja povećanjem kompresijskog omjera**

Iako oktanski broj raste i dalje se njegova vrijednost nalazi ispod 95, što znači da gorivu nije potrebno dodavati nikakve dodatke za povećanje oktanskog goriva jer se na benzinskim pumpama u pravilu nalazi gorivo minimalnog oktanskog broja 95.

### 3.3. Utjecaj povećanja radnog volumena cilindra

Kako se pri ugradnji većeg klipa neće mijenjati i originalni cilindar, maksimalni promjer je ograničen s mogućnošću proširenja originalnog cilindra. Proučavanjem konstrukcije cilindra i istraživanjem tržišta u potrazi za mogućim promjerima cilindra te konzultiranjem sa stručnjacima za Tomos motore, odabrane su dvije opcije, a to su promjer od 42 mm te promjer od 45 mm. Odabrana su dva promjera, jer je ugradnja klipa promjera od 42 mm česta i ne bi trebala puno utjecati na skraćenje vijeka trajanja motora, dok je promjer od 45 mm prilično ekstremno, te može značajno smanjiti vijek trajanja motora. Također se uzima pretpostavka da se kompresijski volumen promjenom cilindra neće mijenjati, jer glava motora ostaje nepromijenjena. Dakle s promjenom cilindra promijenit će se samo radni volumen, a s njim se automatski mijenja i kompresijski omjer motora, ali i kompresijski omjer kućišta. Utjecaj promjene snage s obzirom na promjenu kompresijskog omjera opisan je u prethodnom poglavlju s pomoću dijagrama na slici 3.8.

**Tablica 3.3. Promjena kompresijskog omjera motora s obzirom na promjenu promjera cilindra**

d [mm]	V <sub>h</sub> [mm <sup>3</sup> ]	V <sub>k</sub> [mm <sup>3</sup> ]	ε (-)
38	49000,0	6533,3	8,5
42	59574,0	6533,3	10,1
45	68388,5	6533,3	11,5

U tablici 3.3 je prikazana promjena kompresijskog omjera u odnosu na dva promjera klipa, gdje su:

V<sub>h</sub> – radni volumen,

V<sub>k</sub> – kompresijski volumen,

d – promjer klipa,

ε – kompresijski omjer.

**Tablica 3.4. Promjena kompresijskog omjera kućišta s obzirom na promjer klipa**

d [mm]	38	42	45
V <sub>max</sub> [mm <sup>3</sup> ]	212195,7	229034,7	242768,9
V <sub>min</sub> [mm <sup>3</sup> ]	163428,8	169460,7	174380,4
OMJER	1,30	1,35	1,39

U gornjoj tablici 3.4 prikazana je ovisnost kompresijskog omjera kućišta s obzirom na odabrane promjere klipa gdje je:

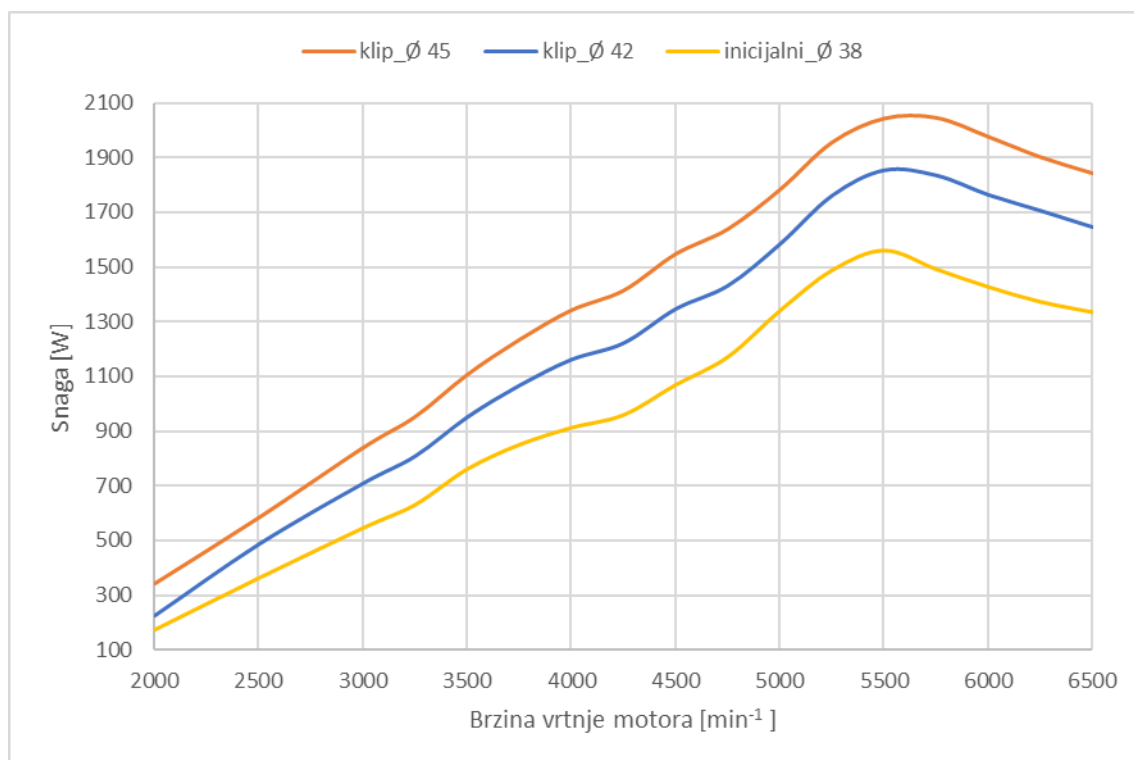
$V_{\max}$  – maksimalni volumen kućišta,

$V_{\min}$  – minimalni volumen kućišta,

OMJER – kompresijski omjer kućišta,

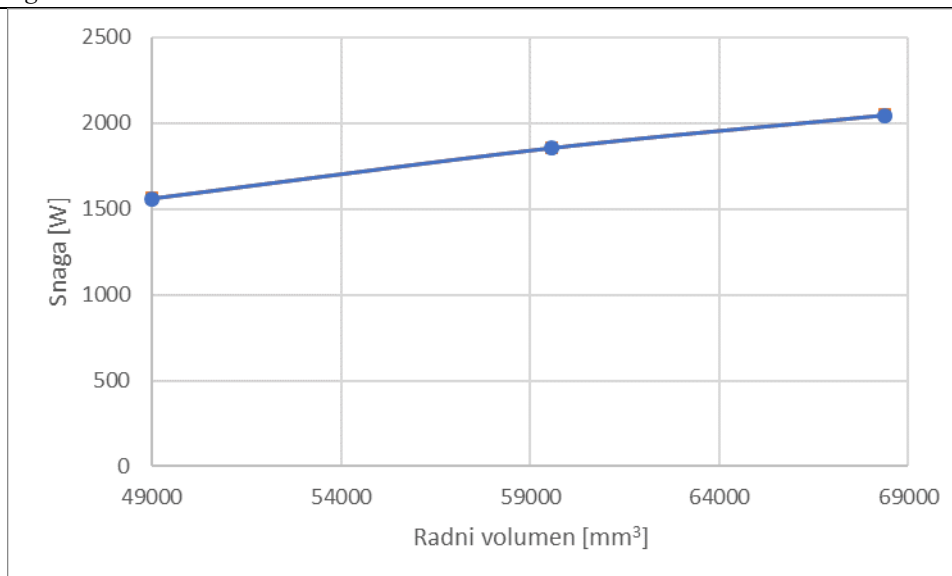
$d$  – promjer cilindra.

Prema [5] kompresijski omjer kućišta se računa kao omjer maksimalnog volumena kućišta kroz minimalni volumen kućišta, bez obzira na razvodni sustav, tj. na otvaranje i zatvaranje prestrujnih kanala. Nakon provođenja gore navedenih preinaka dobiveni su sljedeći rezultati.



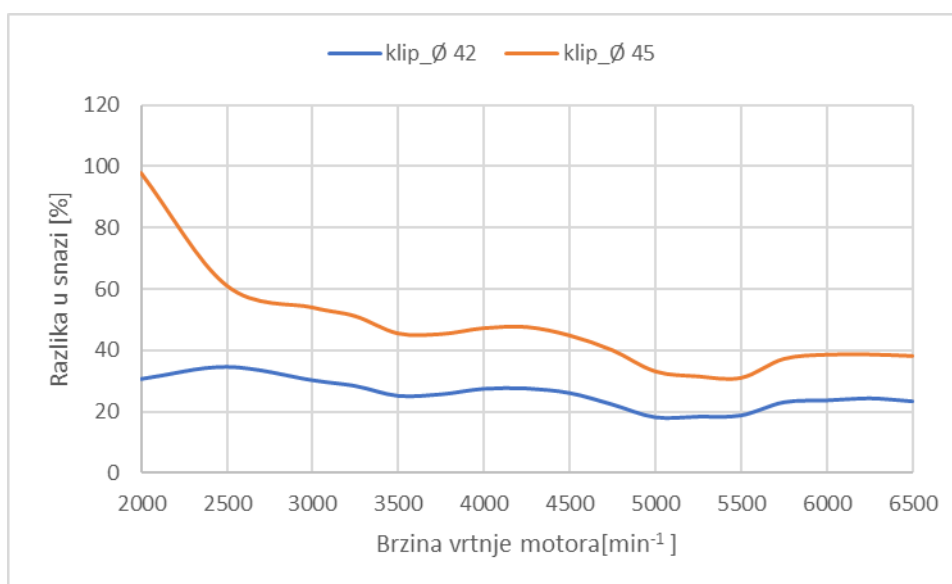
**Slika 3.12. Prikaz promjene snage ugradnjom klipa većeg promjera**

Iz dijagrama na slici 3.12 vidljivo je povećanje snage na cijelom području brzine vrtnje motora. Kod klipa promjera 42 mm postiže se maksimalna snaga od 1,85 kW pri brzini vrtnje od 5500 min<sup>-1</sup>, a kod klipa promjera 45 mm maksimalna snaga doseže iznos od 2,04 kW kod brzine vrtnje od 5750 min<sup>-1</sup>. Dakle kod ugradnje manjeg promjera klipa maksimalna snaga je porasla za 18,89 %, dok je kod većeg promjera narasla za 31,15%. Prema dijagramu na slici 3.13 vidljivo je da snaga raste skoro pa linearno s povećanjem radnog volumena motora, odnosno povećanjem promjera cilindra.



**Slika 3.13. Prikaz povećanja snage povećanjem radnog volumena**

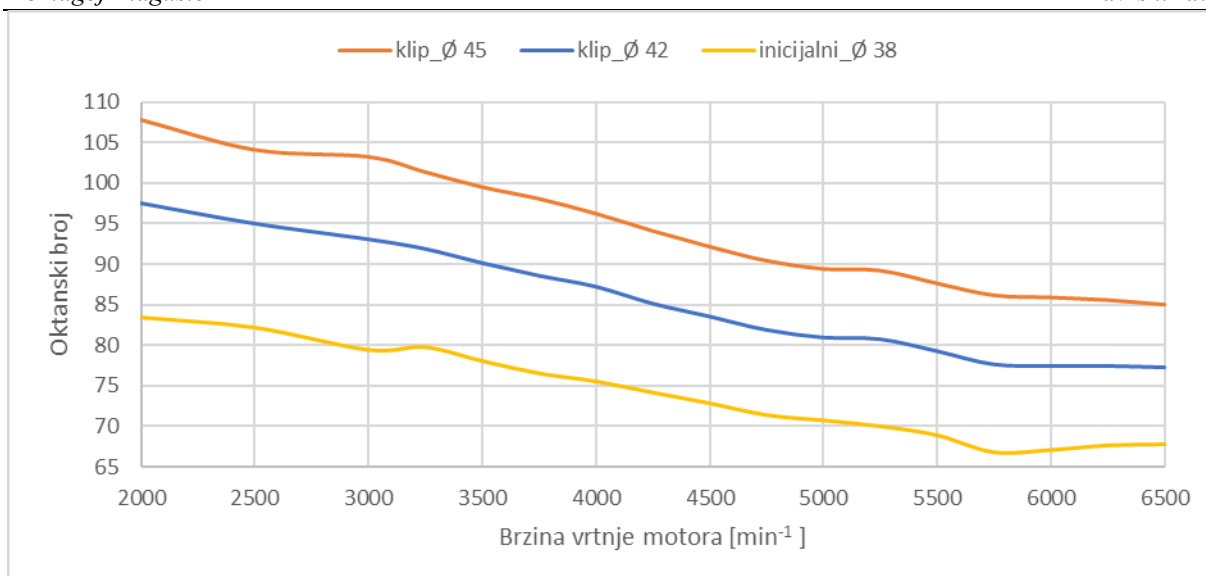
Na grafu na donjoj slici 3.14 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora za oba promjera klipa.



**Slika 3.14. Porast efektivne snage motora promjenom radnog volumena cilindra**

Kako je vidljivo iz tablice 3.3 ugradnjom klipova većih promjera došlo je do povećanja kompresijskog omjera, što znači da je potrebno provesti provjeru s obzirom na potrebni oktanski broj.



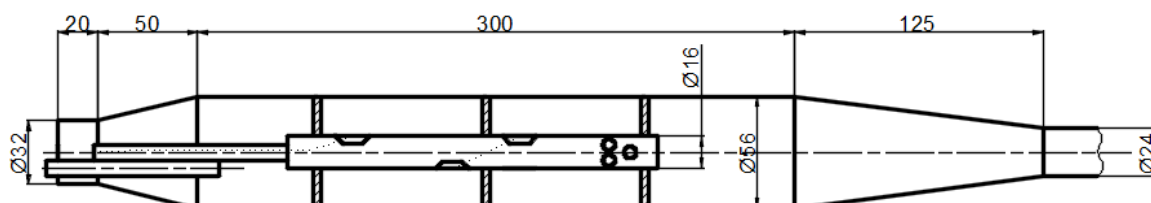


**Slika 3.15. Prikaz ponašanja oktanskog broja povećanjem promjera klipa**

Kao što je bilo i očekivano na dijagramu na slici 3.15 vidljivo je povećanje oktanskog broja. Kod klipa promjera 42 mm oktanski broj je porastao do 97,5 što znači da je potrebno koristiti visoko oktansko gorivo kako bi se smanjila opasnost od pojave detonacija, ali takvo se gorivo još uvijek može naći na benzinskim pumpama. Pri ugradnji klipa promjera 45 mm oktanski broj se popeo na iznos od 107,8. Kako se na benzinskim postajama može naći gorivo do oktanskog broja 100, za izbjegavanje pojave detonacija potrebno je gorivu dodati primjese za povećanje oktanskog broja. Zbog niske cijene i lake dostupnosti, jedna od čestih primjesa koje se koriste je metanol.

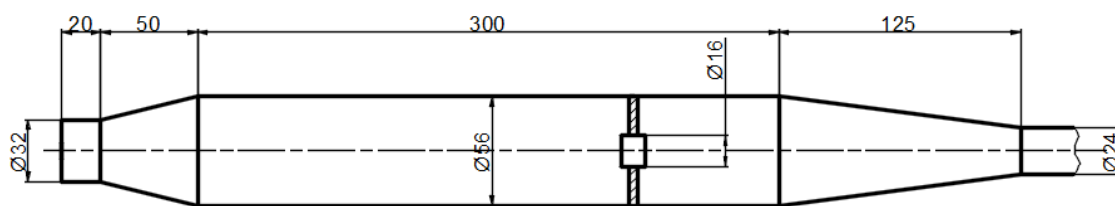
### 3.4. Utjecaj ugradnje rezonantnog ispuha

Princip djelovanja rezonancije u ispuhu objašnjen je već u poglavlju 1.2. pomoću slike 1.14. Konstrukcija različitih ispušnih sustava biti će napravljena kao i kod inicijalnog modela. Znači ispuh će biti konstruiran samo s pomoću elemenata *pipe* i *restriction*. Ispitivati će se utjecaj pet različitih ispušnih lonaca, od koji će jedan biti originalni lonac, ali s određenim preinakama. Uz lonac biti će po potrebi mijenjana i promjer ispušne cijev koja vodi od cilindra do lonca, no ispušni kanal u cilindru se neće mijenjati.



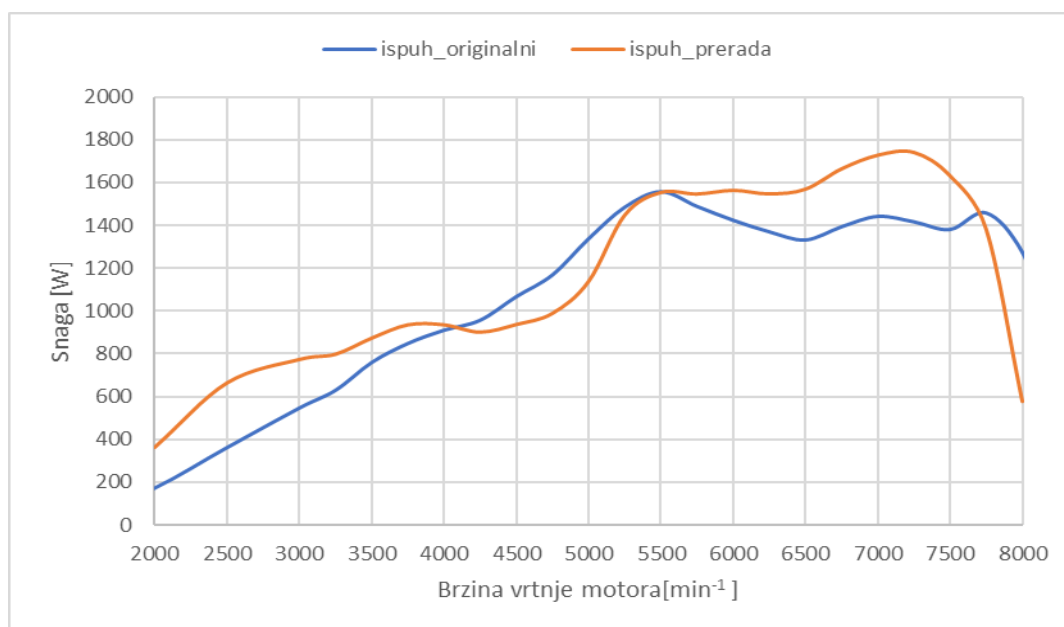
**Slika 3.16. Dimenzije originalnog ispušnog lonca**

Kako bi se poboljšala rezonancija odstranjuje se središnja cijev i dvije stražnje komore, ako bi se odstranile sve tri komore tlačni val bi predugo putovao i stupanj punjenja bi se pogoršao. Na slici 3.17 prikazan je originalni lonac s gore navedenim preinakama.



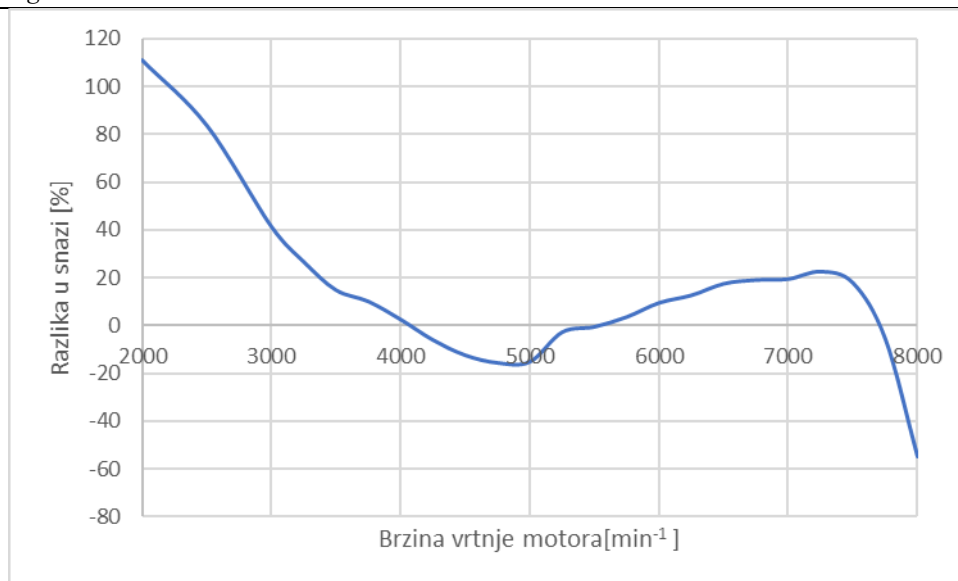
**Slika 3.17. Poboljšani originalni lonac**

U simulacijskom modelu napravljene su iste preinake kao na slici iznad 3.17 te su dobiveni sljedeći rezultati.



**Slika 3.18. Usporedba snage dobivene s poboljšanim ispuhom u odnosu na originalni**

Iz dijagrama na slici 3.18 vidljivo je povećanje snage u cijelom rasponu brzine vrtnje osim u dijelu od 4000 min<sup>-1</sup> do 5250 min<sup>-1</sup> gdje je došlo do pada snage motora. S novim ispuhom maksimalna snaga se postiže pri brzini vrtnje motora od 7250 min<sup>-1</sup> i ona sada iznosi 1,74 kW. Maksimalna snaga veća je za 11,54% u odnosu na motor sa standardnim ispuhom. Na grafu na slici 3.19 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.

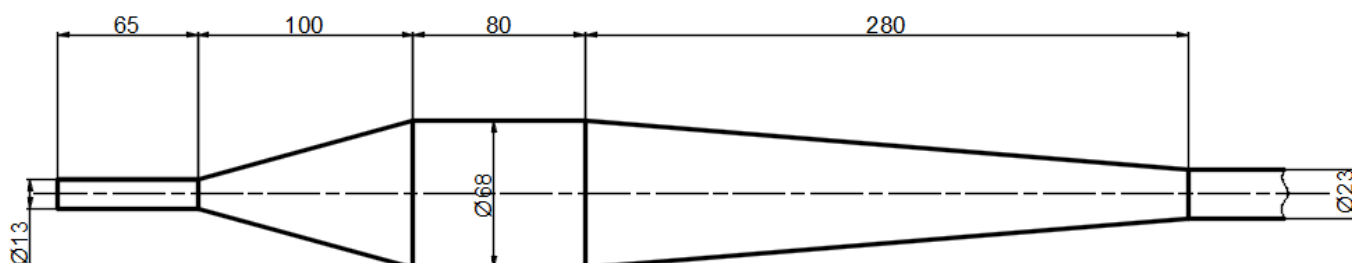


**Slika 3.19. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i prerađenog ispuha**

Dalje će biti prikazane još četiri varijacije ispušnog lonca koje se mogu naći na tržištu i njihov utjecaj na snagu motora.

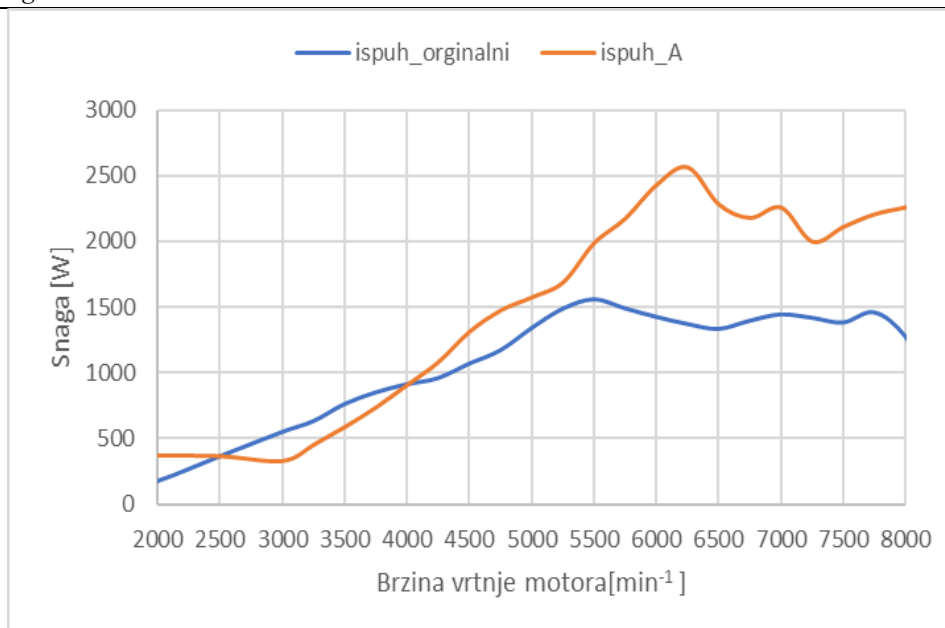
### 3.4.1. Rezonantni ispuh A

Dimenzije rezonantnog ispuha tipa A prikazane su na slici 3.20.



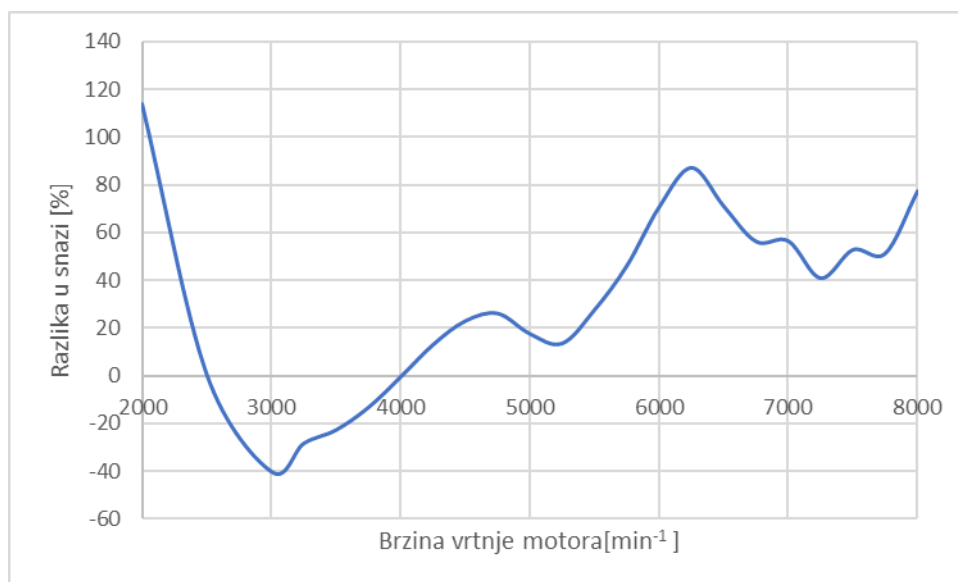
**Slika 3.20. Rezonantni ispuh A**

U simulacijskom modelu napravljene su iste preinake kao na gornjoj slici 3.20 te su dobiveni sljedeći rezultati.



**Slika 3.21. Usporedba snage dobivene s ispuhom A u odnosu na originalni**

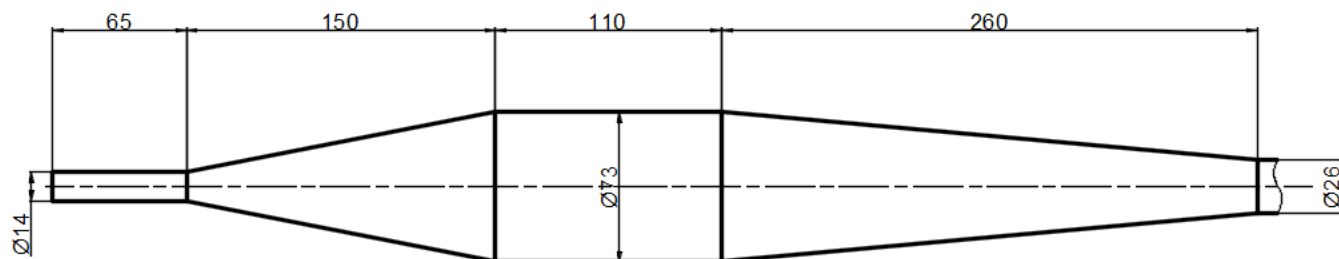
Iz dijagrama na slici 3.21 vidljivo je da kod ispuha tipa A dolazi do pada snage pri nižim brzinama vrtnje motora, ali iznad 4000  $\text{min}^{-1}$  dolazi do znatnog povećanja u snazi motora. Maksimalna snaga sada se postiže pri brzini vrtnje motora od 6250  $\text{min}^{-1}$  i iznosi 2,56 kW, a to daje ukupni porast snaga u odnosu na originalni ispuh od 64,47%. Na grafu na slici 3.22 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.



**Slika 3.22. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa A**

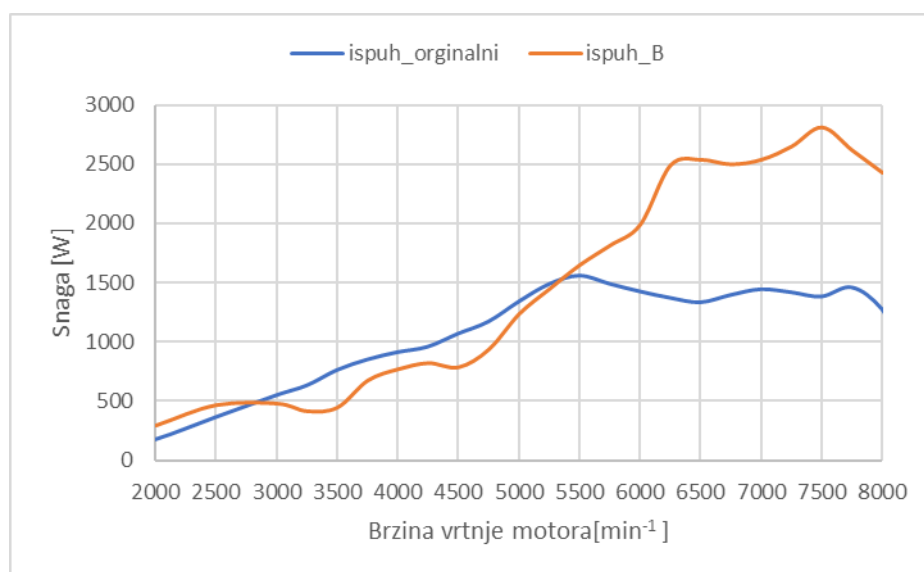
### 3.4.2. Rezonantni ispuh B

Dimenzije rezonantnog ispuha tipa B prikazane su na slici 3.23.



Slika 3.23. Rezonantni ispuh B

U simulacijskom modelu napravljene su iste preinake kao na slici 3.23 te su dobiveni sljedeći rezultati.



Slika 3.24. Usporedba snage dobivene s ispuhom B u odnosu na originalni

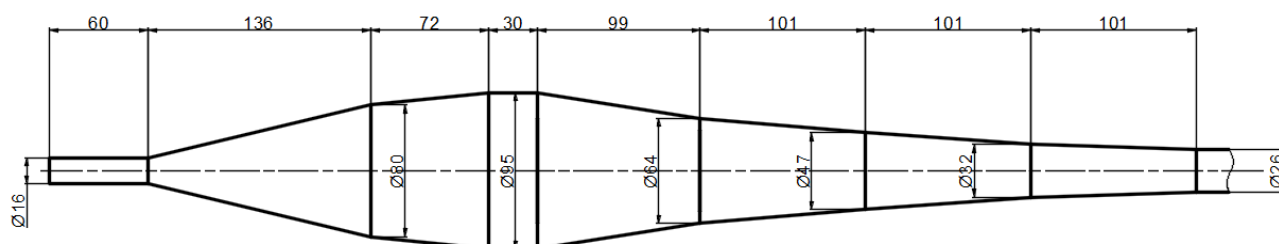
Iz dijagrama na slici 3.24 vidljivo je da je došlo do pada snage kod nižih brzina vrtnje motora, te se tek pri brzini od 5500 min<sup>-1</sup> krivulje presijecaju. Nakon 5500 min<sup>-1</sup> snaga drastično raste do iznosa od 2,8 kW pri brzini vrtnje od 7500 min<sup>-1</sup>. To je u odnosu na originalni ispuh povećanje maksimalne snage od 80,04%. Na grafu na donjoj slici 3.25 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.



Slika 3.25. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa B

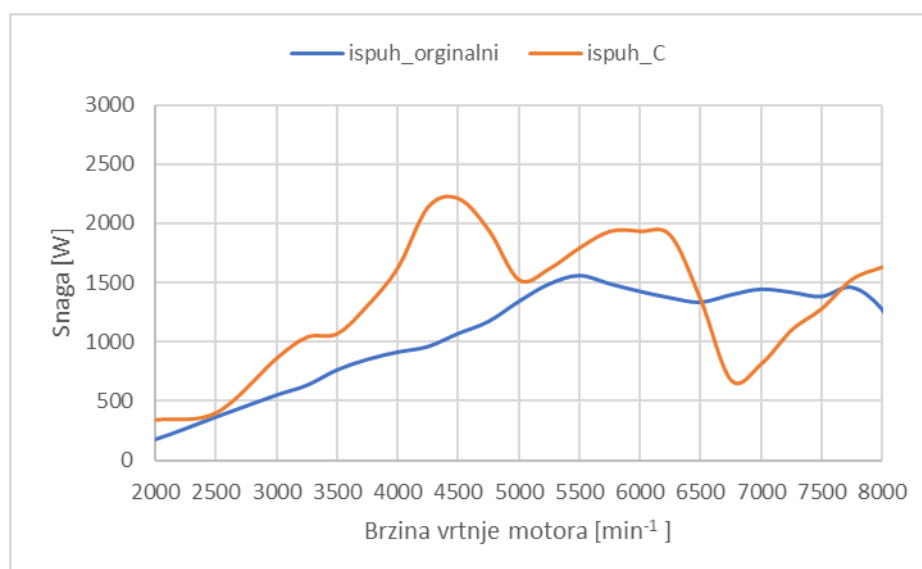
### 3.4.3. Rezonantni ispuh C

Dimenzije rezonantnog ispuha tipa C prikazane su na slici 3.26.



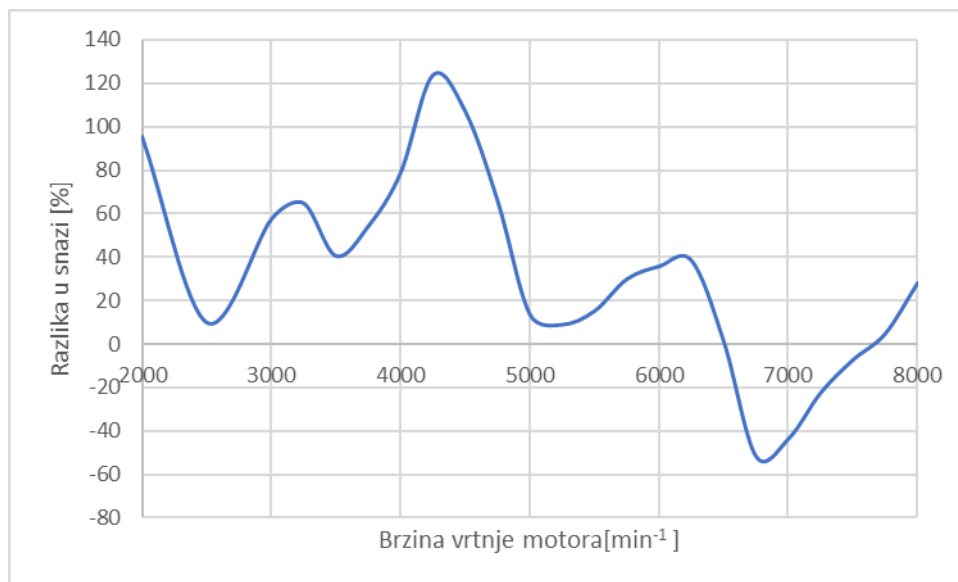
Slika 3.26. Rezonantni ispuh C

U simulacijskom modelu napravljene su iste preinake kao na slici 3.26 te su dobiveni sljedeći rezultati.



Slika 3.27. Usporedba snage dobivene s ispuhom C u odnosu na originalni

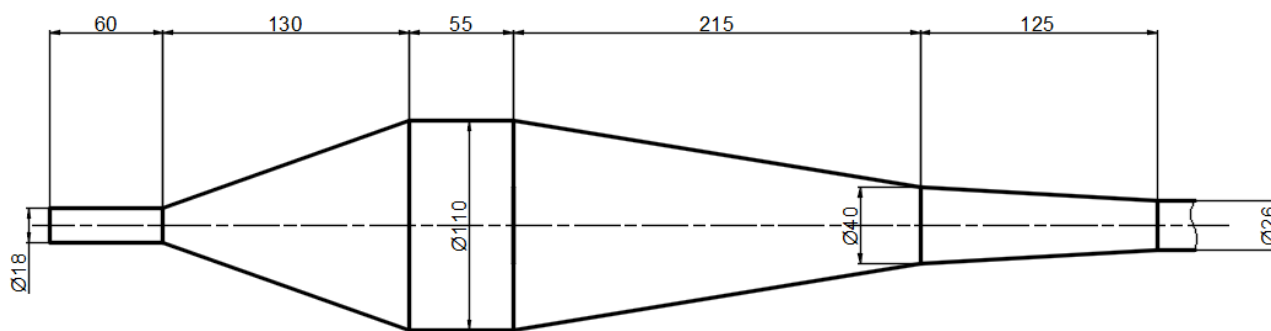
U dijagramu na slici 3.27 može se uočiti poboljšanje snage pri nižim brzinama vrtnje motora. Maksimalna snaga se postiže već pri  $4500 \text{ min}^{-1}$  i ona iznosi  $2,21 \text{ kW}$ , a krivulje se presijecaju tek pri brzini vrtnje motora od  $6500 \text{ min}^{-1}$ . Porast maksimalne snage u odnosu na originalni ispuh iznosi  $41,75\%$ . Na grafu na slici 3.28 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.



Slika 3.28. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa C

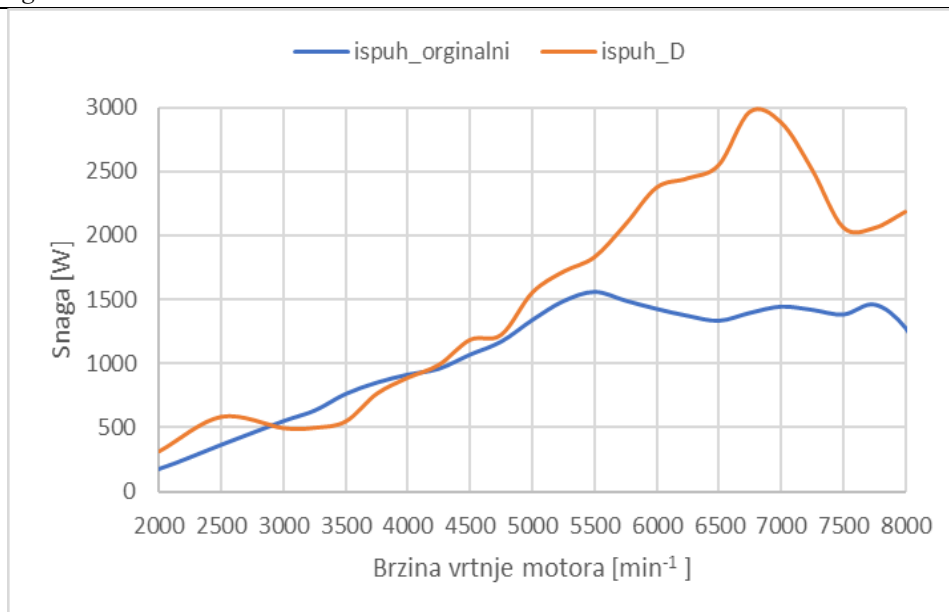
### 3.4.4. Rezonantni ispuh D

Dimenzije rezonantnog ispuha tipa D prikazane su na slici 3.29



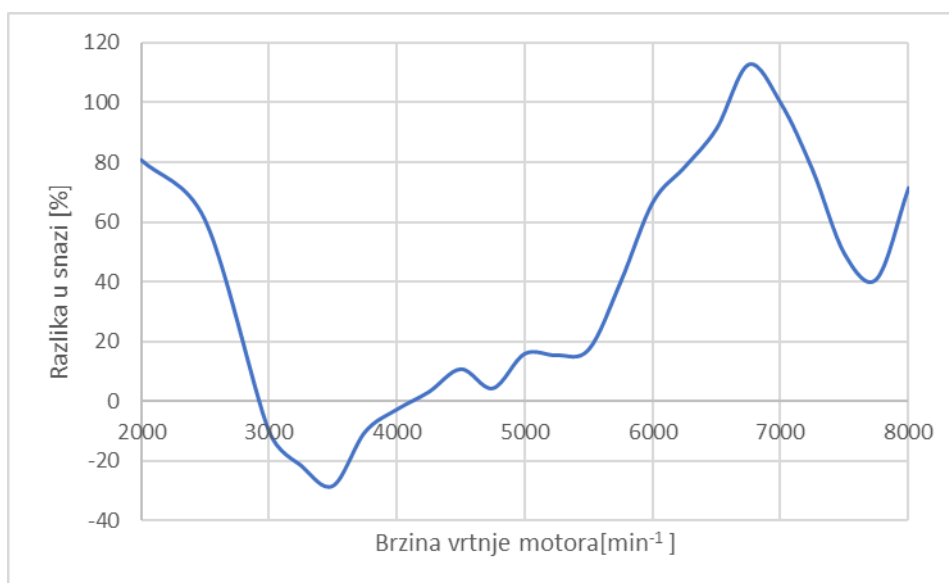
Slika 3.29. Rezonantni ispuh D

U simulacijskom modelu napravljene su iste preinake kao na slici 3.29 te su dobiveni sljedeći rezultati.



**Slika 3.30. Usporedba snage dobivene s ispuhom D u odnosu na originalni**

Na dijagramu na slici 3.30 može se uočiti da se ugradnjom ispuha tipa D snaga povećala na cijelom rasponu brzine vrtnje motora osi na brzini od 3000 min<sup>-1</sup> do 4250 min<sup>-1</sup>, gdje je došlo do pada snage. Maksimalna snaga sada se postiže pri brzini vrtnje motora od 6750 min<sup>-1</sup> te iznosi 2,97 kW. U odnosu na maksimalnu snagu inicijalnog modela snaga je porasla za 90,48%. Na grafu na slici 3.31 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.

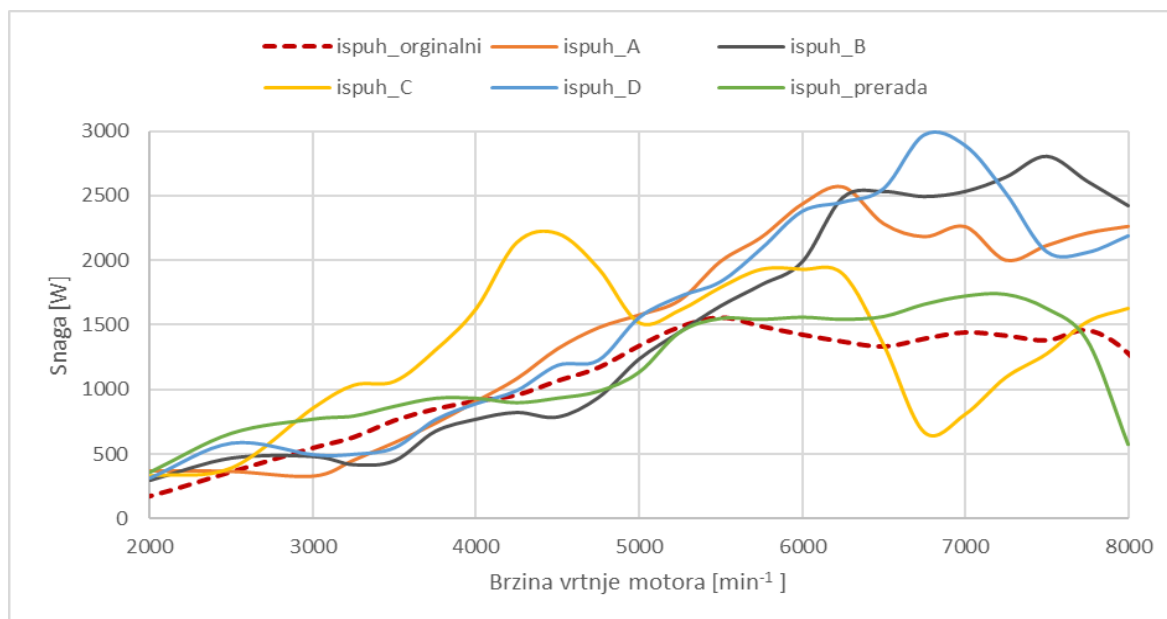


**Slika 3.31. Prikaz razlike u snazi između originalnog ispuha i ispuha tipa D**



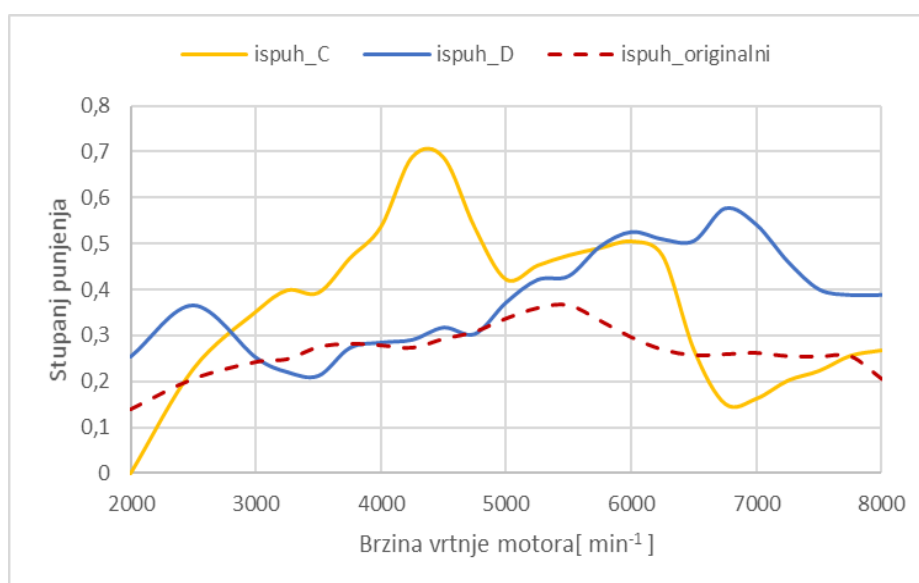
### 3.4.5. Odabir najpovoljnije konfiguracije ispuha

Na dijagramu na slici 3.32 prikazane su krivulje snage svih pet ispuha, a crtkanom linijom prikazana je snaga inicijalnog modela ispuha.



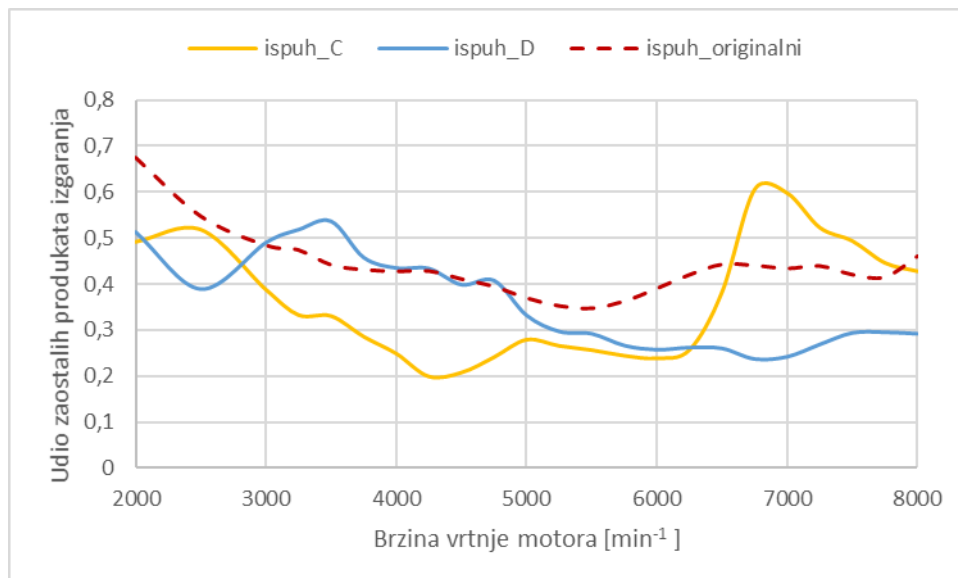
Slika 3.32. Usporedba snage dobivene svih odabranih ispuha

Pomoću dijagrama na slici 3.32 može se zaključiti da najveću maksimalnu snagu daje ispuh tipa D, ali ispuh tipa C se ističe po svojoj snazi pri nižim brzinama vrtnje motora. Još jedan od kriterija za vrednovanje ispuha je stupanj punjenja cilindra, odnosno ispiranje cilindra. Na dijagramu na slici 3.33 prikazan je stupanj punjenja cilindra za rezonantne ispuhe tipa D i C u odnosu na originalni ispušni sustav.



Slika 3.33. Usporedba stupnja punjenja kod odabranih tipova ispuha

Iz dijagrama na slici 3.34 vidljivo je da je ugradnjom rezonantnog ispuha porastao stupanj punjenja cilindra. Povećavanjem stupanja punjenja povećava se masa svježeg radne tvari koja ostane u cilindru nakon zatvaranja ispušnog kanala te to dovodi do povećanja snage. Na dijagramu na slici prikazan je udio zaostalih produkata izgaranja.



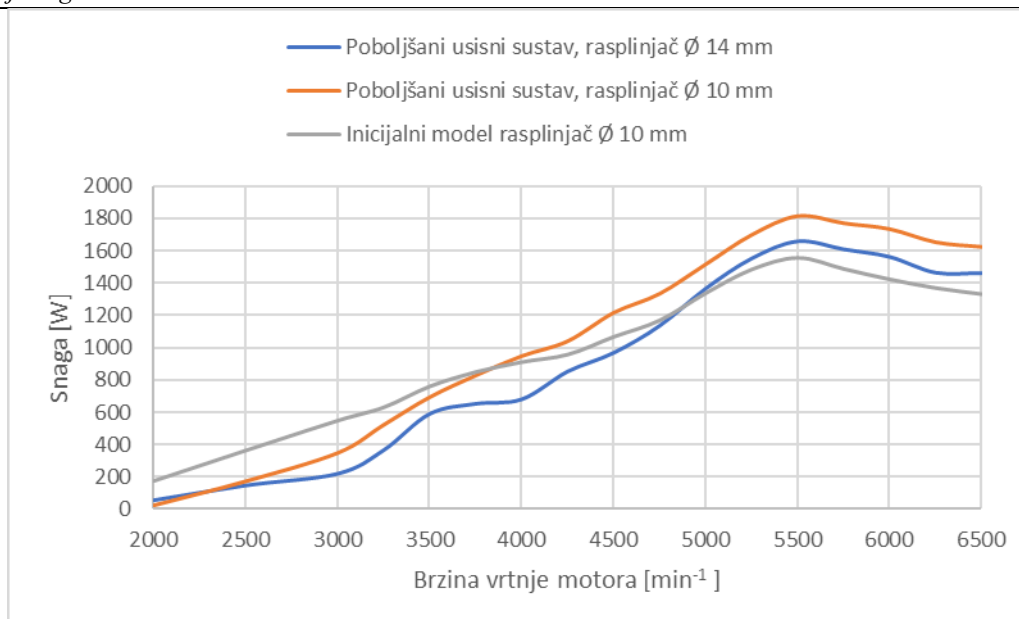
**Slika 3.34. Usporedba udjela zaostalih produkata izgaranja za odabrane ispuhe**

Za što bolji rad motora ispušni sustav mora omogućiti dobro ispiranje na što većem rasponu brzine vrtnje motora. Iz dijagrama na slici 3.34 vidljivo je da ispuh tipa C omogućuje bolje ispiranje pri nižim brzinama vrtnje dok ispuh tipa D pri višim brzinama vrtnje. Kako se pri utrkvanju u pravilu brzina vrtnje motora ne spušta na niže brzine, kao najbolji ispuh uzima se ispuh tipa D.

### 3.5. Utjecaj ugradnje rasplinjača većeg promjera

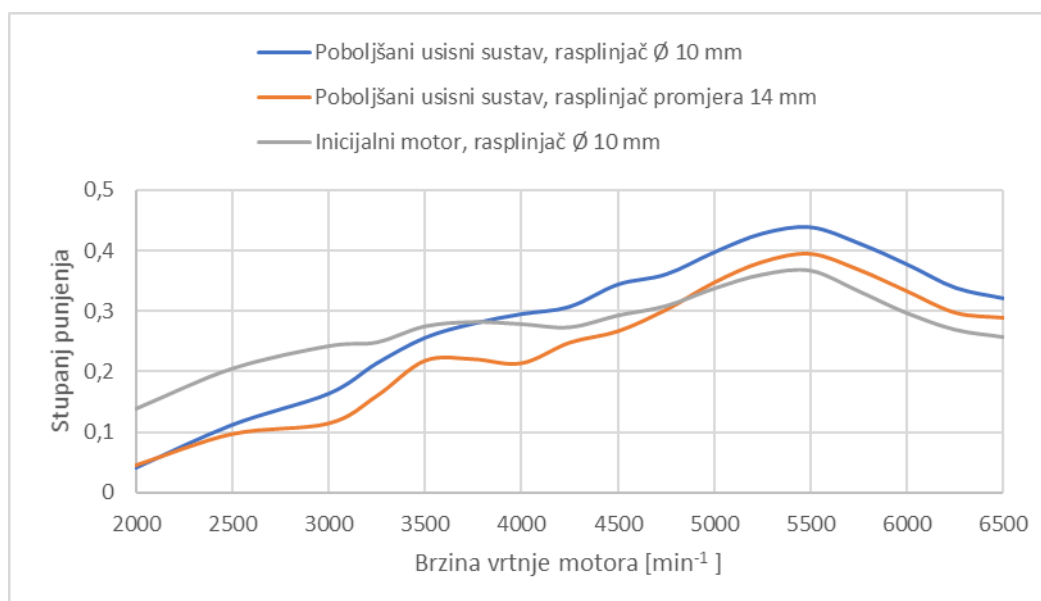
Kako je već prije rečeno rezonancija je od iznimne važnosti kod dvotaktnih motora kako kod ispuha tako i kod usisa. Rezonancija u sisu objašnjena je u poglavlju 1.2 s pomoću slike 1.13. Ugradnjom rasplinjača većeg promjera trebala bi se smanjiti restrikcija usisa i povećati protok svježeg radne tvari. Uz ugradnju rasplinjača većeg promjera restrikcija usisnog sustav će se pokušati smanjiti pojednostavljivanjem sustava. Odstraniti će se gumene cijevi i usisna kutija na samom početku usisnog sustava, a umjesto njih i starog uljnog filtera zraka, ugraditi će se moderni filter zraka u obliku gljive. Po pravilima je dopušteno i potpuno izbacivanje filtera zraka, ali to sa sobom donosi rizik od uvlačenja stranih čestica koje mogu dovesti do oštećenja motora, pa se filter zraka neće odstranjivati.

Nakon provedenih gore navedenih preinaka dobiveni su sljedeći rezultati.



**Slika 3.35. Usporedba snaga dobivenih promjenom usisnog sustava**

Iz grafa na slici 3.35 možemo zaključiti da je povećanjem rasplinjača došlo do pada snage gotovo u cijelom području brzine vrtnje motora, a porast snage pri višim brzinama je minimalan.

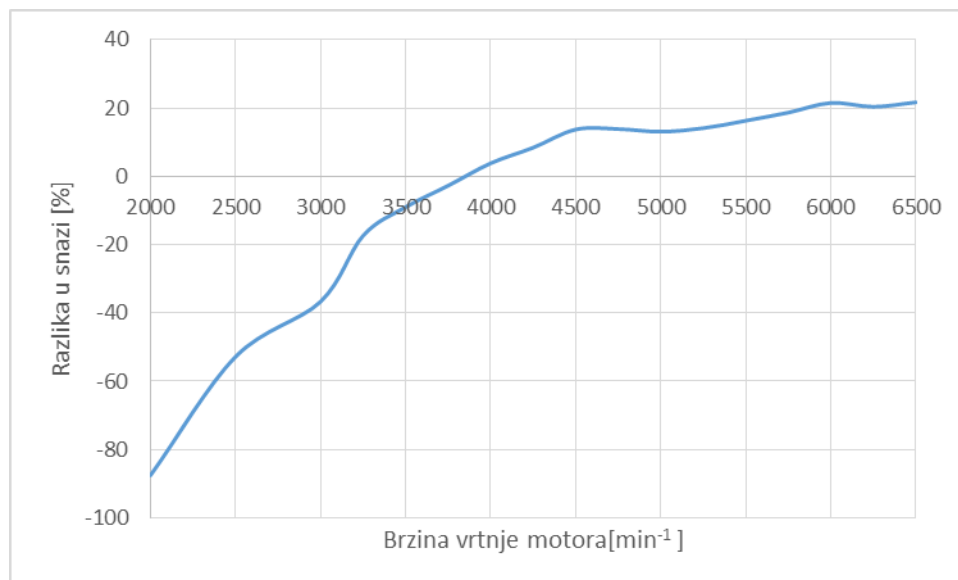


**Slika 3.36. Usporedba stupnja punjenja dobivenih promjenom usisnog sustava**

Iz dijagrama na slici 3.36 vidljivo je da je povećanjem promjera cijevi usisnog sustava došlo do gubitka rezonancije što je uzrokovalo pad stupnja punjenja, a time i pad snage. Još jedan od mogućih razloga pada snage je taj što se usisni kanali u cilindru nisu mijenjali. Kada se zadržao originalni rasplinjač te su se samo odstranile gumene cijevi, usisna kutija i ugradio novi filter zraka, došlo je do pada snage pri nižim brzinama vrtnje motora, ali krivulje snaga

presijecaju se na brzini vrtnje od  $3750 \text{ min}^{-1}$  te snaga pri brzini vrtnje motora od  $5500 \text{ min}^{-1}$  dostiže svoj maksimalni iznos od 1,81 kW. Dobivena maksimalna snaga veća je od inicijalne za 16,32 %.

Na grafu na slici 3.37 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.



**Slika 3.37. Prikaz razlike u snazi između originalnog usisa i pojednostavljenog usisa**

Iako je pad snage pri nižim brzinama vrtnje motora prilično visok, zbog očekivanih eksploatacijskih uvjeta ova preinaka se može smatrati pozitivnom.

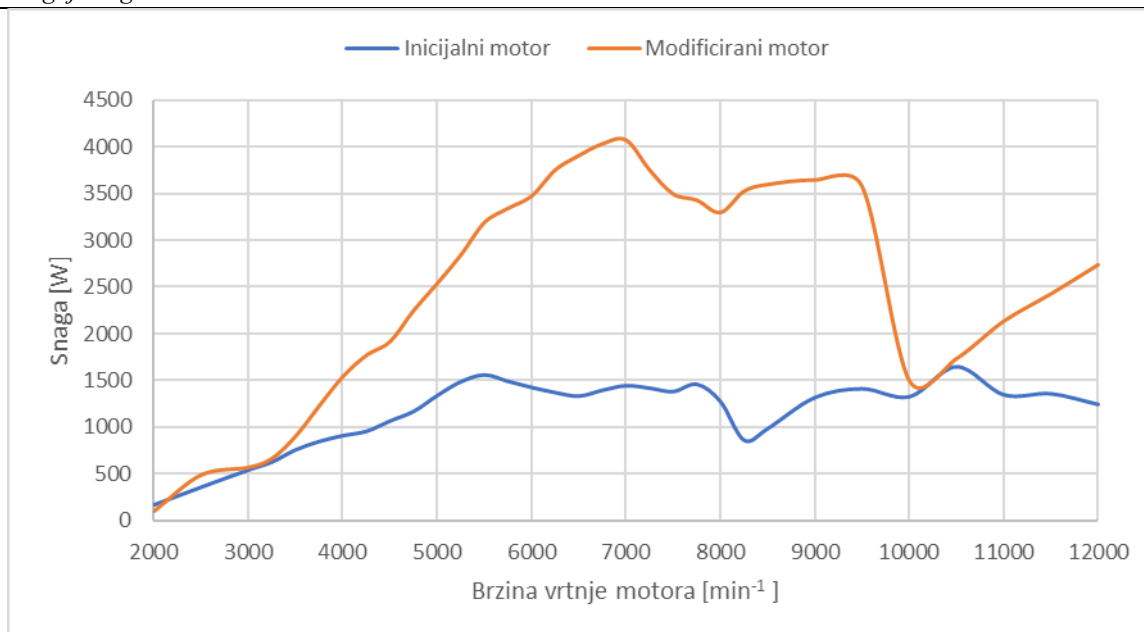
### 3.6. Istovremeni utjecaj svih preinaka motora

Nakon što su provedene sve planirane promjene bit će odabrane one koje su rezultirale povećanjem vršne snage motora. Odabrane preinake su: optimizirani kut pretpaljenja, povećanje kompresijskog omjera (spuštanje glave za 0,5 mm), ugradnja cilindra i klipa promjera 45 mm, ispuh tipa D te pojednostavljeni usisni sustav s originalnim rasplinjačem. Odabrano je spuštanje glave samo za 0,5 mm jer pri većem spuštanju glave zahtijevani oktanski broj prelazi 110.

**Tablica 3.5. Geometrijske veličine vezane za cilindar**

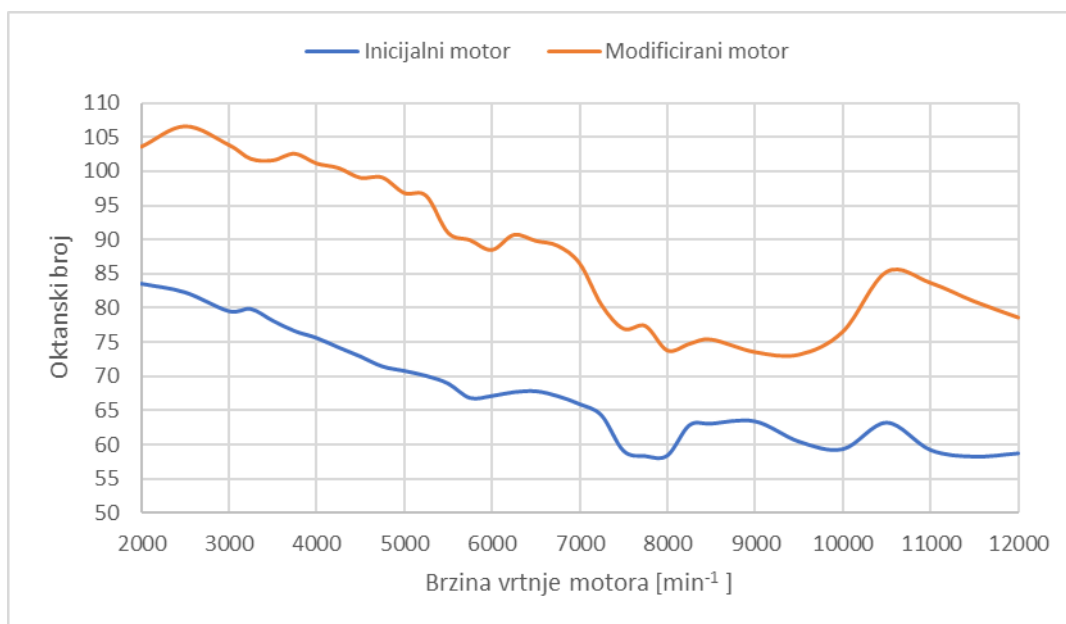
d [mm]	$\Delta h$ [mm]	$V_{k\_min}$ [ $\text{mm}^3$ ]	$V_{h\_max}$ [ $\text{mm}^3$ ]	$\varepsilon_{max}$
45	0,5	6054,9	68388,5	12,3

U tablici 3.5 prikazan je dobiveni kompresijski omjer za cilindar promjera 45 mm i za spuštenu glavu u iznosu od 0,5 mm. Uvrštavanjem navedenih preinaka dobiveni su sljedeći rezultati.



**Slika 3.38. Prikaz snage inicijalnog modela i modificiranog modela**

Na dijagramu na slici 3.38 vidljiva je drastična promjena u snazi između inicijalnog modela i modificiranog modela. Povišenje snage ostvareno je na svim brzinama vrtnje motora osim pri brzinama vrtnje nižim od 2250 min⁻¹. Maksimalna snaga modificiranog motora sada se postiže pri brzini vrtnje motora od 7750 min⁻¹ i iznosi 4,06 kW što je u odnosu na originalnih 1,56 kW, pri 5500 min⁻¹ povećanje od 160,88%.

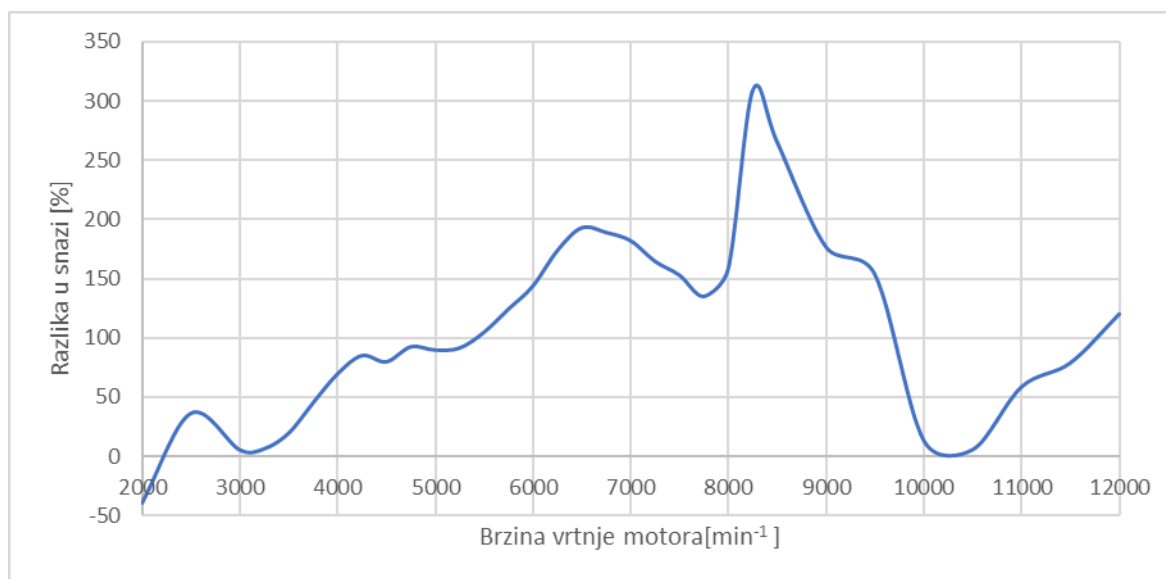


**Slika 3.39. Prikaz potrebnog oktanskog broja inicijalnog modela i modificiranog modela**

Na slici 3.39 vidljivo je povećanje minimalnog potrebnog oktanskog broja kod modificiranog modela. Maksimalni iznos oktanskog broja je 106,5. Kao što je već prije rečeno, za

izbjegavanje pojave detonacija uz visoko oktansko gorivo potrebno je koristiti i dodatke za dodatno povećanje oktanskog broja.

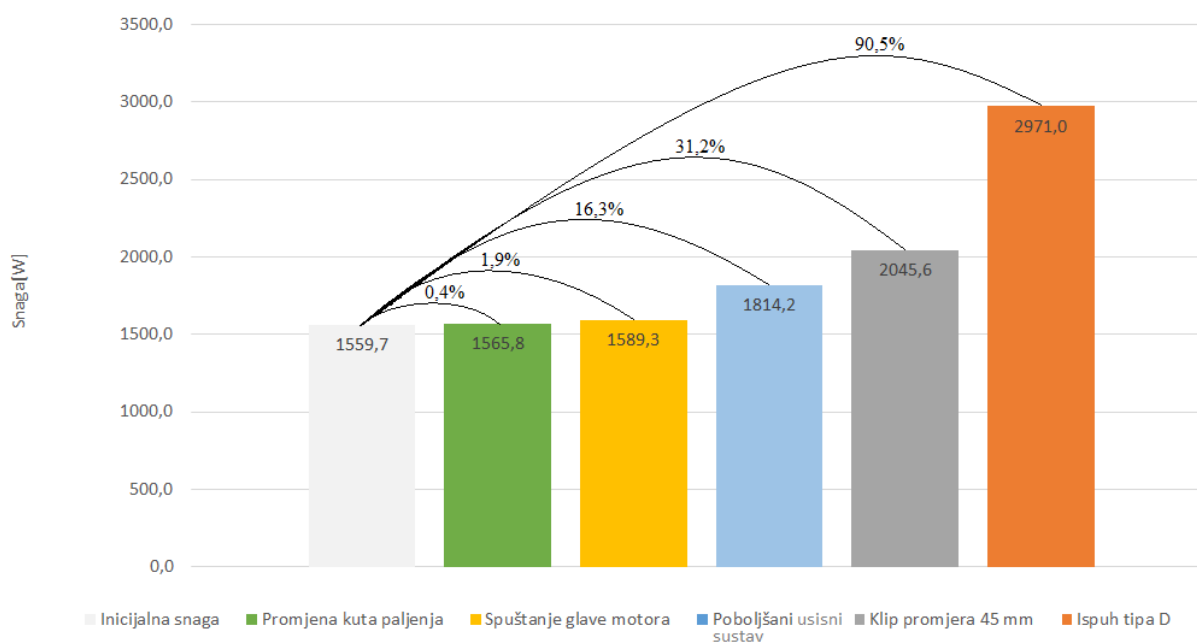
Na grafu na slici 3.40 prikazana je razlika u snazi u postotcima za sve brzine vrtnje motora.



**Slika 3.40. Prikaz razlike u snazi između inicijalnog modela i modificiranog modela motora**

## 4. ZAKLJUČAK

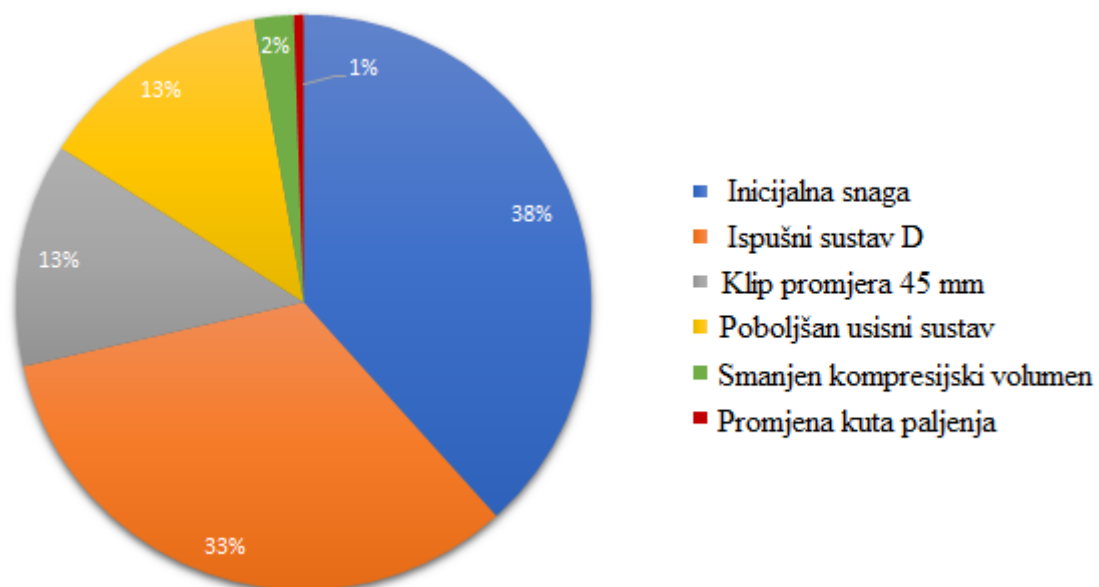
Nakon napravljenih svih preinaka i provedenih simulacija možemo zaključiti da je potencijal za povećanje snage motora za Tomos A3 izrazito velik. Simulacijama je ustanovljeno da najveći doprinos u rastu snage ima ugradnja rezonantnog ispuha. Zatim slijedi povećanje promjera klipa koje pridonosi povećanju radnog volumena i kompresijskog omjera. Kod preinaka usisnog sustava došlo je do neočekivanih rezultata te se može smatrati da je za njegovo daljnje poboljšanje potrebno napraviti određene izmjene razvodnog sustava. Jedno od mogućih rješenja je ugradnja jednosmjernih ventila i rotirajućeg zasuna, ali takve su preinake zabranjene u razmatranoj potklasi kit. Povećanje kompresijskog omjera spuštanjem glave cilindra dovelo je do izrazito malog povećanja snage, ali od svih odabranih ona je financijski najjeftinija preinaka. Promjena kuta paljenja dovela je do neznatnog povećanja vršne snage, ali je došlo do povećanja snage pri rubnim brzinama vrtnje motora.



**Slika 4.1. Prikaz dobivenih maksimalnih snaga s obzirom na napravljene preinake**

Dijagram na slici 4.1 prikazuje koliko iznose vršne snage motora kod pojedinačnih preinaka te koliko iznosi povećanje snage u postotcima. Kako bi točno utvrdili s kojim postotkom koja preinaka utječe na konačnu vršnu snagu, provedene su dodatne simulacije tako što je simulacijski model bio postepeno mijenjan. Prvo je bio promijenjen ispušni sustav, zatim je ugrađen veći klip uz proširenje cilindra, onda je promijenjen usisni sustav pa je smanjen kompresijski volumen i na kraju je promijenjen kut paljenja. Na dijagramu na slici 4.2

prikazano je u kojoj mjeri sudjeluje određena preinaka u maksimalnoj snazi konačnog modela.



**Slika 4.2.** Prikaz maksimalne snage modificiranog modela s obzirom na pojedine preinake



## LITERATURA

- [1] Mihalec, I., Kozarac, D., Lulić, Z. :Motori s unutarnjim izgaranjem, FSB, Zagreb 2012.
- [2] Shoemark, P.: Tomos mopeds owners workshop manual, Haynes Publishing group, 1984.
- [3] Gordan P. Blari.: Design and simulation of tow - stroke engines, Society of Automotive Engineers, 1996.
- [4] [https://www.2fastmoto.com/2FastMoto-Tomos-70cc-Big-Bore-45mm-Cylinder-Head-A-55-Targa-LX-Sprint-ST-E50\\_p\\_75.html](https://www.2fastmoto.com/2FastMoto-Tomos-70cc-Big-Bore-45mm-Cylinder-Head-A-55-Targa-LX-Sprint-ST-E50_p_75.html)
- [5] AVL, BOOST – Users guide
- [6] [https://www.google.com/search?q=tomos+A3&rlz=1C1CHBF\\_hrHR811HR811&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjNn8HcscTgAhVNlYsKHS91A5sQ\\_AUIDigB&biw=1366&bih=657#imgsrc=rV-RQHYqo9vo7M:](https://www.google.com/search?q=tomos+A3&rlz=1C1CHBF_hrHR811HR811&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjNn8HcscTgAhVNlYsKHS91A5sQ_AUIDigB&biw=1366&bih=657#imgsrc=rV-RQHYqo9vo7M:)

## **PRILOZI**

### **I. CD-R disc**